



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH MALÉHO PODKOPOVÉHO ZAŘÍZENÍ

DESIGN OF MINI BACKHOE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vít Vorlíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Vít Vortlíček
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh malého podkopového zařízení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh přídavného rypadlového zařízení pro agregaci do třibodového závěsu malotraktoru. Zařízení bude kompletně hydraulicky ovládané a hydraulický agregát bude poháněn vývodovým hřídelem traktoru. Rypadlo musí vyvinout maximální trhací sílu alespoň 20 kN.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.
Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.
Vytvoření 3D modelu.
Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.
Pevnostní kontrola vybraných komponent.
Celková sestava zařízení.

Seznam doporučené literatury:

VANĚK, Antonín. Moderní strojní technika a technologie zemních prací. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 11. 2016]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je návrh malého podkopového zařízení pro traktor a agregací do třibodového závěsného systému s maximální trhací silou alespoň 20 KN. Tato práce je rozdělena do šesti kapitol a postupně se zabývá rozdělením rypadlových zařízení, částmi podkopu a rozbořem konkurence, alternativami řešení konstrukce, návrhem vlastní koncepce, funkčními výpočty a pevnostními výpočty.

KLÍČOVÁ SLOVA

Malé podkopové zařízení, rypadlové zařízení, rypadlo, lopata, hydraulika

ABSTRACT

The aim of the bachelor thesis is to design a small tractor backhoe and aggregate it into a three-point suspension system with a maximum tearing force of at least 20 KN. This thesis is divided into six chapters and it deals with the division of excavator equipment, parts of excavation and analysis of competition, alternatives of design solution, design of own concept, functional calculations and strength calculations.

KEYWORDS

Mini backhoe, excavator, shovel, hydraulics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VORLÍČEK, Vít Návrh malého podkopového zařízení. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Vít Vorlíček

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Doc. Ing. Miroslavovi Škopánovi, CSc za cenné připomínky a odborné rady během zpracování práce. Dále děkuji celé své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Rypadla lopatová	12
1.1 Minirypadla	12
1.2 Rypadla traktorového typu	12
1.2 Rypadla kolová	13
1.3 Rypadla na pásovém podvozku	13
2 Podkop za traktor	14
2.1 Schéma podkopu	14
2.2 Konkurenční stroje	14
2.2.1 GEO typ BHMS 175 [9]	14
2.2.2 Tifermec L [10]	15
2.2.3 Jasen typ BHSM-175 [11]	16
3 Alternativy řešení podkopu	17
3.1 Rám	17
3.1.1 Rámy s výsuvnými podporami	17
3.1.2 Rámy s vyklápěcími podporami	18
3.2 Otoč	18
3.2.1 Otoč s jedním hydraulickým válcem	18
3.2.2 Otoč se dvěma hydraulickými válci	19
3.2.3 Otoč s ozubeným hřebenem	20
3.2.4 Otoč s kyvným hydromotorem	20
3.3 Výložník	21
3.4 Násada	21
3.5 Pracovní zařízení	22
3.6 Hydraulický generátor	22
3.6.1 Zubové hydrogenerátory	22
3.6.2 Lamelové hydrogenerátory	23
3.6.3 Pístové hydrogenerátory	24
3.7 Hydromotory	25
3.7.1 Jednočinné hydromotory	25
3.7.2 Dvoučinné hydromotory	25
3.8 Hydraulické rozváděče	26
4 Návrh vlastní koncepce	27
4.1 Rámu	27
4.2 Otoč	28

4.3	Posuvná konzole	29
4.4	Výložník.....	29
4.5	Násada.....	30
4.6	Pracovní zařízení.....	30
4.7	Návrh hydrauliky	31
4.7.1	Schéma hydraulického obvodu.....	31
4.7.2	Hydrogenerátor	32
4.7.3	Hydromotory	32
4.7.4	Čepy.....	33
4.7.5	Rozváděče.....	33
4.7.6	Nádrž	34
5	Funkční výpočet	35
5.1	Výpočet vylamovací síly	35
5.2	Výpočet rypné síly	38
5.3	Síla při otáčení ramene	41
5.4	Objem pracovní nádoby.....	45
5.5	Výpočet maximální zdvihací síly	46
5.6	Maximální dosah podkopu.....	50
6	Pevnostní výpočty	52
6.1	Kontrola čepů hydromotorů na rameni	52
6.2	Kontrola čepů hydromotorů otoče	54
6.3	Kontrola čepů hydromotorů podpěr.....	55
	Závěr.....	57
	Seznam použitých zkratek a symbolů	60
	Seznam příloh.....	63

ÚVOD

Hlavní náplní této práce je návrh malého podkopového zařízení za traktor s agregací do třibodového závěsu traktoru. Rypadlo dokáže vyvinout maximální trhací sílu větší než 20 KN. Konstrukce obsahuje vlastní hydraulický obvod, který je poháněn vývodovým hřídelem traktoru.

Tato práce se skládá ze šesti hlavních kapitol. První část je zaměřena na obecné rozdělení rypadel. V druhé části je zobrazeno schéma podkupu a je provedena analýza konkurenčních strojů dané kategorie. Třetí část je věnována rozboru alternativních řešení jednotlivých částí podkupu. Čtvrtá část je zaměřena na návrh vlastní koncepce. V páté části jsou provedeny nejpodstatnější funkční výpočty. Poslední šestá část obsahuje pevnosti výpočet vybraných čepů podkupu.

Podkop je směřovaný především na zákazníky soukromé osoby, kteří nemají v úmyslu používat toto zařízení každý den a díky nižší ceně si ho budou moci dovolit. Podkop je určený pro nejrozumnější lehčí zemní a výkopové práce. Nevhodnějším místem a využitím stroje by bylo např.: staveniště rodinného domu, výkop bazénu či jiné práce na zahradě.

1 RYPADLA LOPATOVÁ

Existuje několik základních skupin lopatových rypadel lišící se především velikostí, konstrukcí podvozku a účelem pro které bylo každé rypadlo vytvořeno.

1.1 MINIRYPADLA

Jedná se o rypadla těch nejmenších velikostí určené zejména pro menší zemní práce v různých pracovních podmínkách. Velká výhoda těchto rypadel je snadná přemístitelnost díky malým rozměrům a nízké váze. Některé typy takových rypadel jsou dokonce konstruována pro projetí místem o šířce klasických dveří. Do této kategorie spadají rypadla na přípojném podvozku (také rypadla do třibodového závěsu), malá pásová rypadla a rypadla na kráčivém podvozku. Každé z těchto rypadel má své výhody. Rypadla na přípojném podvozku se vyznačují univerzálností a možností použití za různými stroji. Malá pásová rypadla jsou výhodná do míst s malým prostorem. Rypadla na kráčivém podvozku vynikají při práci ve svahu a to jak příčným tak podélným.



Obr. 1 Pásově minirypadlo [1]



Obr. 2 Minirypadlo na kráčivém podvozku [2]

1.2 RYPADLA TRAKTOROVÉHO TYPU

Základem těchto rypadel je traktorový kolový podvozek, který je patřičně upraven. V přední části bývá rypadlo vybaveno čelním nakladačem pro lepší manipulaci s větším objemem materiálu. Na zadní části bývá nainstalováno rypadlové zařízení. Obě zařízení na podvozku nejsou jednoduše odpojitelná z důvodu požadavku vyšší tuhosti jako celku. Výhoda tohoto konceptu je univerzálnost, protože lze použít jako nakladač a zároveň jako rypadlo. Relativně vysoká je také přepravní rychlost. Mezi další výhody se řadí dobrá průjezdnost terénem díky podvozku traktorového základu s vysokou světlou výškou.



Obr. 3 Rypadlo traktorového typu se zatáčecími nápravami [3]



Obr. 4 Rypadlo traktorového typu [4]

1.2 RYPADLA KOLOVÁ

Tyto rypadla tvoří dvojice základních dílů, kterými jsou podvozek a otočný vršek s kabinou a pracovním nástrojem. Podvozek obsahuje dvě až čtyři podpěry a často také dozerovou radlici. Jsou to rypadla, která se vyznačují zejména svou všestranností a zároveň vysokým výkonem. Mají vysoké praktické využití čemuž přispívá možnost samostatně se pohybovat a dokonce i s nákladem. [5]



Obr. 6 Kolové rypadlo [5]



Obr. 5 Kolové rypadlo při práci [6]

1.3 RYPADLA NA PÁSOVÉM PODVOZKU

Tato rypadla jsou konstrukčně podobná těm na kolovém podvozku. Největší rozdíl je právě v typu použitého podvozku. Celkově jsou pásové stroje robustnější a zaměřena na náročnější práci. Pásové podvozky se vyznačují malými hodnotami tlaků na stykové ploše pásu a podložky a mají velký záběrový účinek. Jejich nevýhody jsou vyšší pořizovací náklady a náklady na opravy a údržbu.



Obr. 8 Rypadlo na pásové podvozku [7]



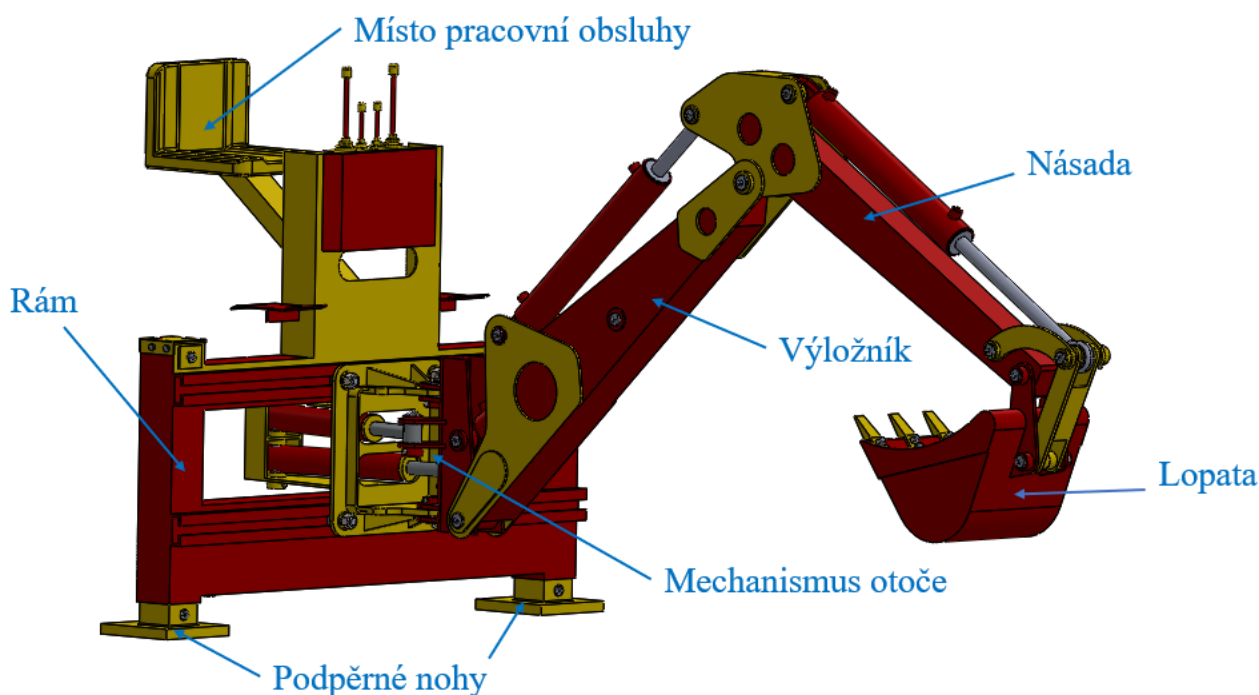
Obr. 7 Rypadlo na pásové podvozku [8]

2 PODKOP ZA TRAKTOR

Podkop za traktor je zařízení, které je možné připevnit do tříbodového závěsu jakéhokoliv traktoru s dostatečným výkonem a rozměry. Toto přídatné zařízení se vyznačuje zejména svojí univerzálností. Naopak co se týče pracovních parametrů nemůžeme očekávat stejně dobré hodnoty jako v případě jednoúčelových rypadlových zařízení. Nejčastěji tyto podkopy obsahují vlastní hydraulický okruh, ale některé využívají hydraulický okruh traktoru.

2.1 SCHÉMA PODKOPU

Na obrázku 9 jsou zobrazeny nejdůležitější části přídatného podkopového zařízení.



Obr. 9 Zobrazení komponent podkopu

2.2 KONKURENČNÍ STROJE

Před návrhem podkopu vlastního řešení byla provedena analýza konkurenčních řešení.

2.2.1 GEO TYP BHMS 175 [9]

Traktorový zadní podkop BHMS175 je určen pro zapojení do traktorů od 25 HP s vyšší hmotností. Jeho výhodou je snadná manipulace a manévrovatelnost. K traktoru je připevněn v tříbodovém závěsu, rameno je hydraulicky posuvné do boku. Je zajištěno pevné spojení s traktozem a tím i podstatně větší stabilita při práci.



Obr. 10 Podkop GEO typ BHMS 175

Podkop má samostatnou hydraulickou soustavu, která je poháněna kardanový hřídelem /není součástí dodávky/. Samostatná olejová nádrž s filtrem má objem cca 20l oleje. Podkop je plně funkční, velmi výkonný a vyrobený z kvalitní oceli, která zajistí dlouhotrvající a bezporuchový provoz.

Tab. 1 Parametry podkopu GEO typ BHMS 175

Výrobce:	GEO
Hloubka výkopu:	175 cm
Délka ramen:	260 cm
Maximální výška:	312 cm
Výklopná výška:	180 cm
Hmotnost:	520 kg
Traktor výkon:	30 - 50 HP

2.2.2 TIFERMEC L [10]

Robustní zadní podkop Tifermec série L s ramenem posuvným po rámu s hydraulickým zámkem a otočným o 180°. Nezávislé okruhy pro boční sklopné hydraulické stabilizátory se zámkem, dvojitý hydraulický píst otáčení výložníku, rozvaděč s přetlakovými ventily, bezpečnostní výztuha se stabilizátory do 3-bodového závěsu. Vyroben z kvalitních materiálů (Fe 510), zapouzdřené broušené čepy ve všech kloubech.

Modelová řada:

- L 18 TIX - pro traktory o výkonu od 18 k a min. hmotnosti 1300 kg
- L 19 TIX - pro traktory o výkonu od 18 k a min. hmotnosti 1400 kg
- L 21 TIX - pro traktory o výkonu od 22 k a min. hmotnosti 1500 kg
- L 22 TIX - pro traktory o výkonu od 22 k a min. hmotnosti 1600 kg



Obr. 11 Podkop Tifermec L

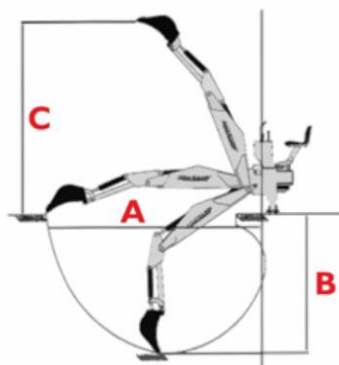
2.2.3 JASEN TYP BHSM-175 [11]

Bagr / Rypadlo Jansen BHSM-175 je zavěšen na třibodovém závěsu traktoru a je poháněn přímo PTO (v ceně). Má vlastní hydraulický systém, takže je třeba připojit pouze traktor pouze PTO. BHSM-175 je dodáván z výroby s čepelí 300 mm a může se otáčet o 180 stupňů do boků takže máte velký akční radius. Verze BHSM našich rýpadel mohou pohybovat ramenem do boků, takže rozsah působení je opět větší oproti normálním verzím BHM. BHSM-175 lze posunout o téměř 900 mm na stranu. Rovněž je možné bagrovat základy pásů přímo na stěnách domu. Traktor by měl mít výkon alespoň 25-30 koní. Během práce může být podpěra hydraulicky prodloužena, aby se zvýšila stabilita. Na rozdíl od mnoha konkurenčních modelů je Jansen BHSM-175 velmi robustní a těžký, má hmotnosti 520 kg. Střihací síla čepel je téměř 11000 N! Provoz rýpadla probíhá pomocí křížového ovládání.

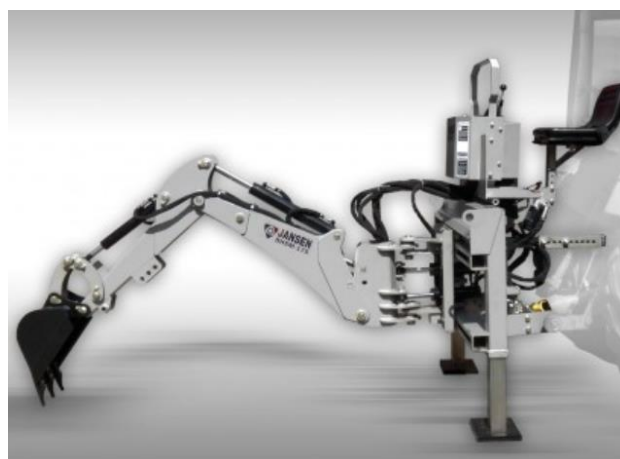
$$A = 2.600 \text{ mm}$$

$$B = 1.750 \text{ mm}$$

$$C = 3.120 \text{ mm}$$



Obr. 13 Parametry podkopu Jansen



Obr. 12 Podkop Jansen

3 ALTERNATIVY ŘEŠENÍ PODKOPU

V této části jsou uvedeny možnosti řešení jednotlivých komponentů a jejich porovnání.

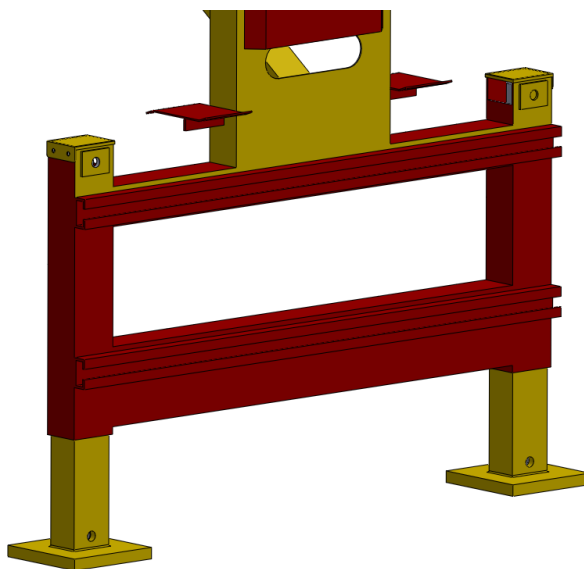
3.1 RÁM

Je to základní součást podkopu. Na rámu jsou připevněny všechny ostatní komponenty, proto musí být dostatečně pevný a tuhý. Při převozu je unášen pouze tříbodovým závěsným systémem traktoru a před začátkem práce je podepřen podpěrnými nohami. Rámy takovýchto menších podkopů jsou svařovány z různých profilů. Můžeme je rozdělit podle konstrukce výsuvných podpor a to nejčastěji na dva typy: s výsuvnými nebo vyklápěcími podporami.

3.1.1 RÁMY S VÝSUVNÝMI PODPORAMI

Vlastnosti těchto ráků:

- Jednodušší výroba z důvodu použití normalizovaných dostupných profilů
- Větší pracovní prostor díky možnosti posouvat celou konzoli ramene do kraje ráku
- Většinou větší hloubkový dosah podpor
- Nižší tuhost a větší náchylnost ke kroucení
- Nižší stabilita



Obr. 14 Rám s výsuvnými podporami

3.1.2 RÁMY S VYKLÁPĚCÍMI PODPORAMI

Vlastnosti těchto ráků:

- Složitější konstrukce, na většinu částí nelze použít normalizované profily
- Lepší stabilita díky větší šířce při vyklopení podpor
- Vyšší tuhost rámu kvůli menším rozměrům
- Možnost aretace podpor
- Nutnost pracovat s ramenem pouze ve středu rámu (nemá posuvnou konzoli)



Obr. 15 Rám s vyklápěcími podpěrami [12]

3.2 OTOČ

S otočí můžeme pohybovat několika různými způsoby, všechny jsou však založeny na použití hydromotorů. Principy otoče lze rozdělit do několika základních skupin.

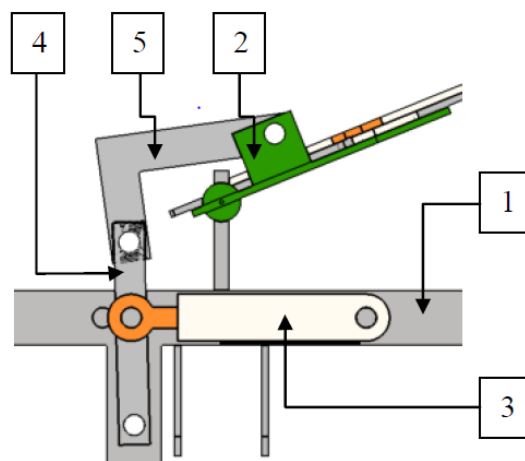
3.2.1 OTOČ S JEDNÍM HYDRAULICKÝM VÁLCEM

Při použití jednoho přímočarého hydromotoru a páky získáme pohon otoče s jednoduchou konstrukcí a nízkou výrobní cenou. Toto řešení má nevýhodu v nižším rozsahu otáčení a pomalejších rychlostí otáčení, protože hydromotor musí mít větší výsuv než u otoče s dvěma hydromotory. Princip řešení je patrný z obrázku 17. Další možnost je použití jednoho přímočarého hydromotoru a soustavy pák. Při takovéto konfiguraci lze dosáhnout pracovního rozsahu 0-180°. Mezi výhody můžou patřit nízké zástavbové rozměry. Nevýhody tohoto řešení jsou složitější konstrukce z důvodu potřeby dvou pák a několika čepů, dále nižší síly při otáčení ramene kolem své osy. Taktéž jsou páky v některých místech více namáhané.

Princip otoče s jedním přímočarým hydromotorem a dvěma pákami je patrný z obrázku 16. Přímočarý hydromotor (3) je připevněný na rám (1) a pohybuje ramenem (2) pomocí dvou pák (4, 5).



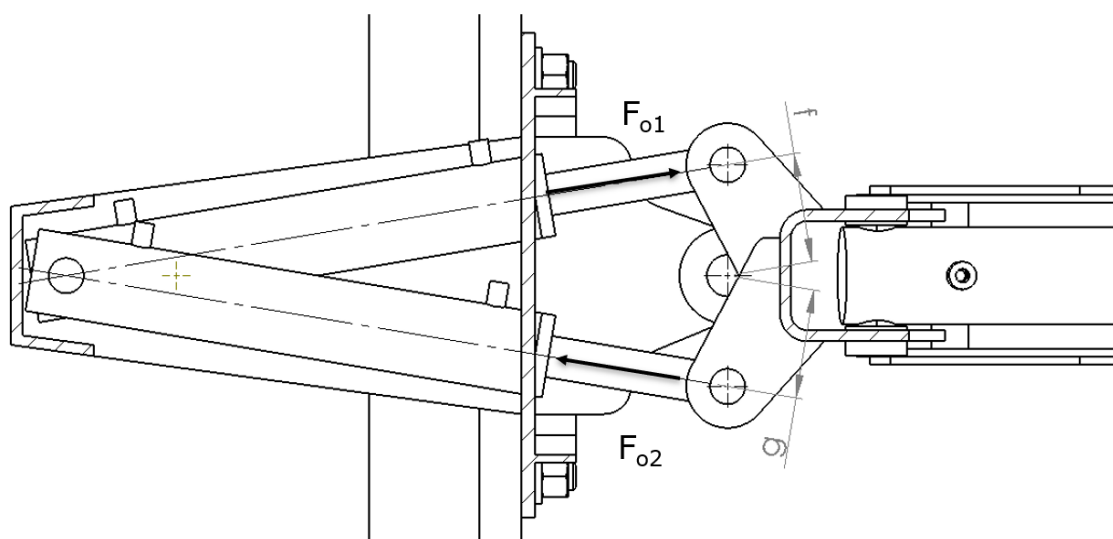
Obr. 16 Otoč s jedním PČHM [13]



Obr. 17 Otoč s jedním PČHM a pákami [14]

3.2.2 OTOČ SE DVĚMA HYDRAULICKÝMI VÁLCI

Toto je asi nepoužívanější řešení kvůli příznivým výrobním nákladům i funkčním parametrům. Tento typ otoče běžně dosahuje rozsahu 0-180°. Díky kratšímu výsuvu hydromotorů může být rychlost otáčení rychlejší než při použití jednoho hydromotoru a jedné páky. Nevýhodou může být změna výsledné síly na konci radlice a rychlosti otáčení vlivem změny velikostí pák pro hydromotory. Princip této otoče je patrný z obrázku 18.



Obr. 18 Otoč se dvěma hydraulickými válci

3.2.3 OTOČ S OZUBENÝM HŘEBENEM

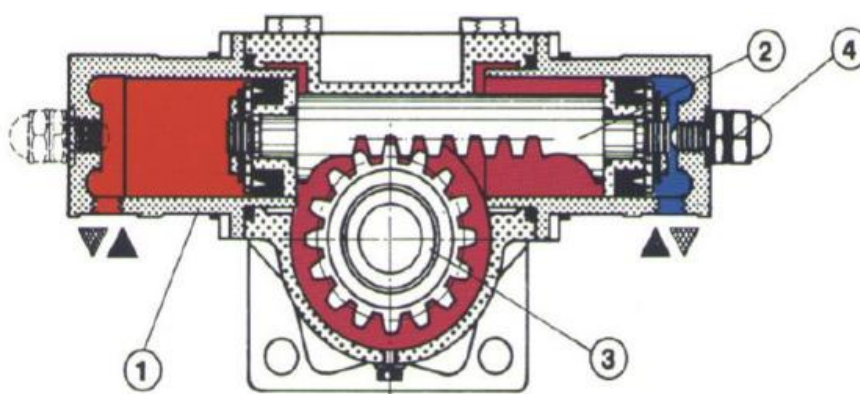
Další způsob spočívá v použití jednoho přímočarého hydromotoru spojeného s ozubeným hřebenem. Záběr ozubeného hřebenu a kola je vidět na obrázku 19. Toto řešení je výhodné kvůli stejnoměrné rychlosti otáčení ramene v jakékoliv poloze. Problémem může být náchylnost ozubení na nečistoty a složitější konstrukce.



Obr. 19 Otoč s ozubeným hřebenem [15]

3.2.4 OTOČ S KYVNÝM HYDROMOTOREM

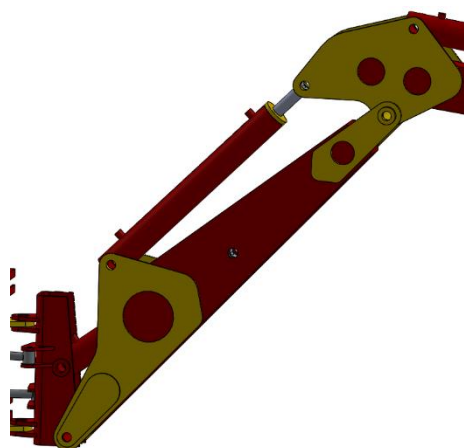
Tato konstrukce pracuje na podobném principu jako použití hydromotoru a ozubeného hřebene v předchozí části. U kyvného hydromotoru se v podstatě jedná o použití jednoho dvou činného hydromotoru, který má pístní tyč (2) umístěnou uprostřed válce (1) a je nahrazena ozubeným hřebenem, který zabírá opět do ozubeného kola (3). Pro nastavení zdvihu pístu a úhlu natočení tyče je použit seřizovací šroub (4). Na obrázku 20 je přiblížena funkce této otoče. Výhoda tohoto řešení je stejná jako u předešlého, a to eliminace mrtvých zón při otáčení ramene. Využití nalezne spíše u větších zařízení kvůli vysoké pořizovací ceně.



Obr. 20 Kyvný hydromotor [16]

3.3 VÝLOŽNÍK

Výložník je část, na které je z jedné strany připevněna násada a z druhé strany je uložen v tělu otoče. Nejčastěji se vyrábějí přímé nebo zakřivené výložníky a méně často dvoudílné (spíše pro velké stroje). Zakřivený výložník umožňuje lepší dosah nástroje pod strojem a přímý výložník naopak zvyšuje výklopnou výšku. Přímý výložník bývá výrobně jednodušší. Pohonný hydromotor je možno umístiti ze shora, zespoda nebo v případě přímého výložníku uvnitř. Rozdíl je ve výsledných silách. Jednou je hydromotor při rypání vysouván, podruhé zasouván.



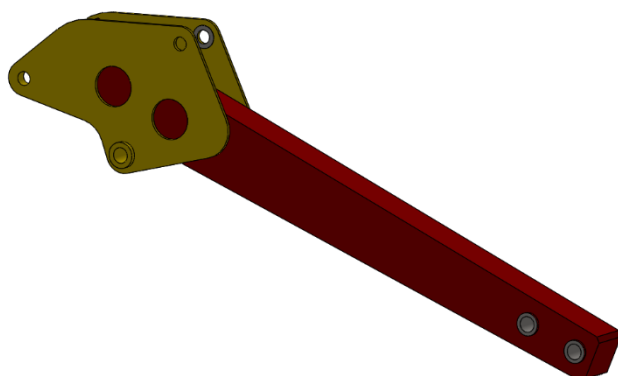
Obr. 21 Přímý výložník



Obr. 22 Podkop se zakřiveným výložníkem [17]

3.4 NÁSADA

Násada je součást, která je kyvně uložena na výložníku a na druhé straně má připevněný pracovní nástroj. Konstrukce je poměrně jednoduchá a často jsou použity jednoduché profily, které se pouze svaří. Pro větší dosahy může být násada teleskopická, což vyžaduje zesílení celé její konstrukce a pohonného hydromotoru. Tento typ násady najde uplatnění spíše u větších strojů.



Obr. 24 Standartní násada



Obr. 23 Teleskopická násada [18]

3.5 PRACOVNÍ ZAŘÍZENÍ

Některá rypadlová zařízení má možnost výměny a použití různých pracovních zařízení. Často se setkáváme s tzv. jednoúčelovým rypadlem které má permanentně nainstalovanou jednu lopatu. V nabídce bývají lopaty o různých šířkách a tvarech, ale také přídatná zařízení jako je vrták, hydraulické kladivo nebo drapák. Pro taková zařízení je nutný samostatný hydraulický okruh s vyvedenou přípojkou na konci násady. Každé zařízení má svou speciální funkci, nejčastěji se setkáváme s drenážní nebo hloubicí lopatou, ale také s lopatou příkopovou, kde se využívá naklápění pro lepší práci ve svahu.



Obr. 27 Drenážní/podkopová lopata [14]



Obr. 26 Příkopová naklápěcí lopata [14]



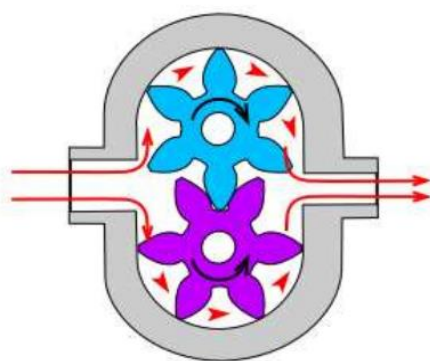
Obr. 25 Hydraulické kladivo [19]

3.6 HYDRAULICKÝ GENERÁTOR

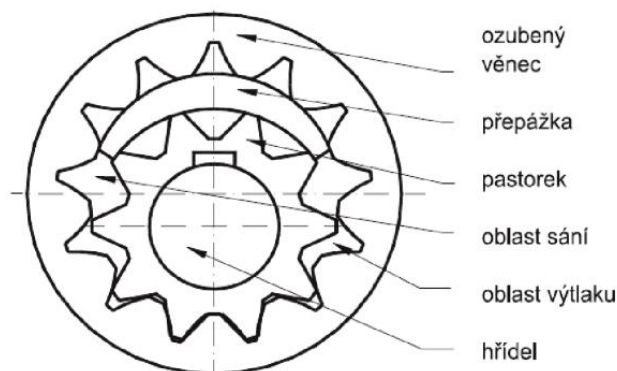
Hydraulický generátor je poháněn pomocí vývodového hřídele traktoru. Pro tento podkop můžeme volit hydrogenerátory zubové, lamelové nebo pístové.

3.6.1 ZUBOVÉ HYDROGENERÁTORY

Zubové hydrogenerátory můžeme rozdělit na tři konstrukčně odlišné varianty: s vnějším ozubením, s vnitřním ozubením a vřetenové. Mezi výhody těchto hydrogenerátorů patří poměrně jednoduchá výroba, provozní spolehlivost, lze použít jako hydromotor, menší citlivost na nečistoty, nízká hmotnost a nízká cena. Mezi jejich nevýhody patří vyšší hluchnost, nejsou reverzační, nižší účinnost a převodový poměr 1:1 (pořád jsou v záběru ty stejné zuby). Maximální dosahovaný tlak těchto hydrogenerátorů se pohybuje mezi 20-25 Mpa. Obvykle nevyžadují plnění. Jejich princip spočívá ve dvou spolu zabírajících ozubených kolech, kde je hydraulická kapalina unášena v zubových mezerách po obvodu ozubeného kola. [21]



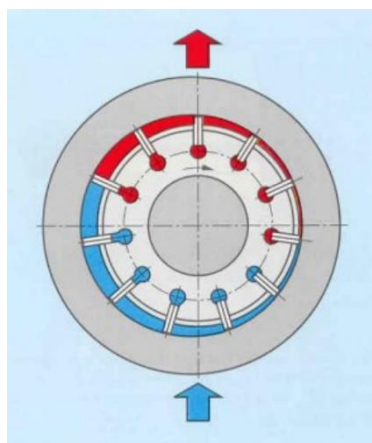
Obr. 28 Zubový HG s vnějším ozubením [20]



Obr. 29 Zubový HG s vnitřním ozubením [20]

3.6.2 LAMELOVÉ HYDROGENERÁTORY

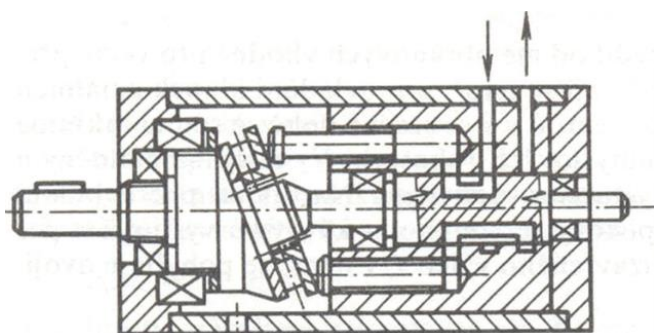
Lamelové hydrogenerátory mohou být s kruhovým rotorem, oválným rotorem nebo oválným statorem. Další rozdělení je podle typu přívodu kapaliny a to s tangenciálním přívodem nebo rotační rozvod kapaliny. Mezi výhody těchto hydrogenerátorů patří tichý chod, regulační schopnosti, výborný poměr hmotnosti a výkonu a poměrně vysoké průtoky. Nevýhodou je velká citlivost na tlakové rázy a nemožnost použít jako hydromotor. [21]



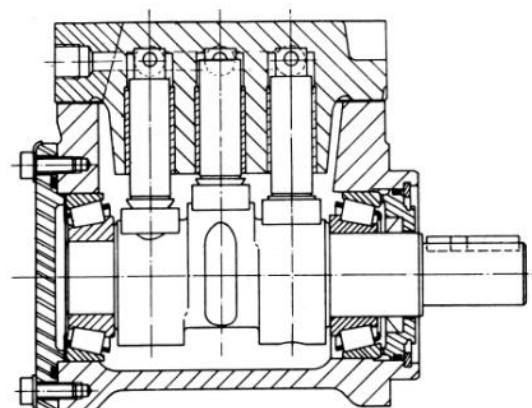
Obr. 30 Lamelový HG [21]

3.6.3 PÍSTOVÉ HYDROGENERÁTORY

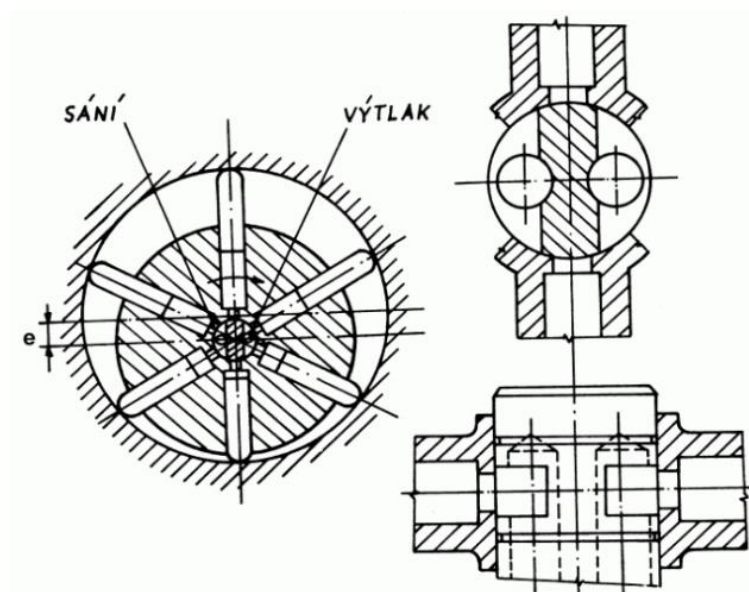
Zakladními součástmi pístových hydrogenerátorů jsou písty které konají přímočarý vratný pohyb uvnitř válců. Existují různé koncepce, které se liší zejména kinematikou a rozvodem kapaliny. Pístové hydrogenerátory mohou být buď regulační nebo neregulační. Podle uspořádání pístu k ose se dělí na axiální, radiální a řadové hydrogenerátory. Jejich výhodou je možnost dosáhnout vysokých tlaků a možnost použití jako hydromotor. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena a složitost konstrukce. [21]



Obr. 33 Axiální pístový HG [21]



Obr. 32 Řadový pístový HG [21]



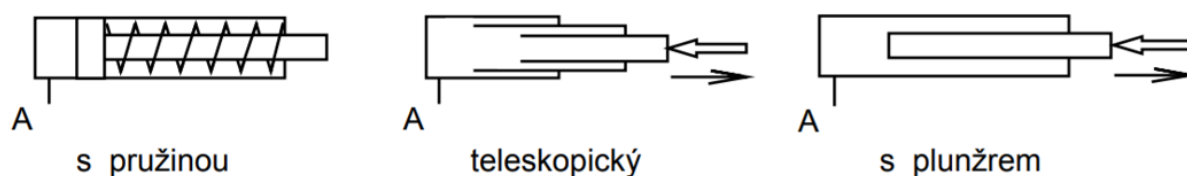
Obr. 31 Radiální pístový HG [21]

3.7 HYDROMOTORY

Na celém podkopu se nachází pouze přímočaré hydromotory. *Přímocharé hydromotory jsou rozdělovány na jednočinné a dvojčinné s jednostrannou nebo oboustrannou (průběžnou) pístnicí, dále na přímočaré hydromotory s plunžrem a teleskopické [21].*

3.7.1 JEDNOČINNÉ HYDROMOTORY

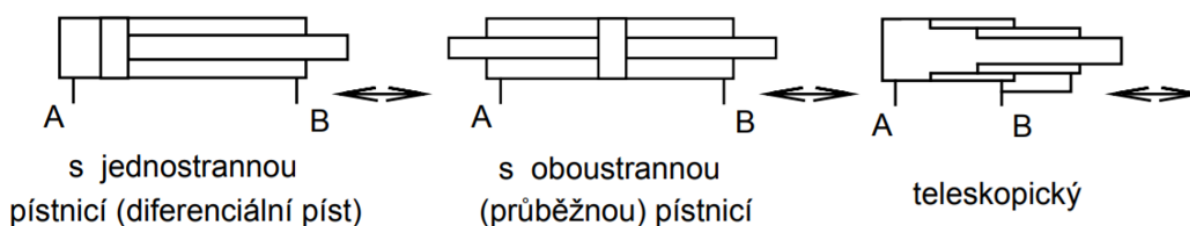
U jednočinných hydromotorů se pracovní zdvih pístnice vykonává pomocí vhánění tlakové kapaliny pouze pod píst. To znamená, že tyto hydromotory mají pouze jeden vstup který slouží zároveň jako výstup. Vratný pohyb zpět (odvádění kapaliny z prostoru pod pístem) je realizován pomocí zpětného zatížení od zvedaného tělesa nebo pomocí pružiny. [21]



Obr. 34 Jednotlivé typy jednočinných přímočarých HM [21]

3.7.2 DVOUČINNÉ HYDROMOTORY

U dvoučinných hydromotorů je pohyb pístnice na obě strany (vysouvání i zasouvání) vykonáván pomocí vhánění tlakové kapaliny pod píst i nad píst. To znamená, že tyto typy hydromotorů mají dva vstupy které jsou opět zároveň výstupy. Pokud je hydromotor typ s jednostrannou pístnicí tak při stejné průtoku dosahuje různých rychlostí při vhánění kapaliny pod píst nebo nad píst. To samé platí i o maximální síle, kterou dokáže hydromotor vyvinout při stejném tlakovém spádu. Při vhánění kapaliny nad píst musíme při výpočtu této síly uvažovat průměr pístnice. [21]



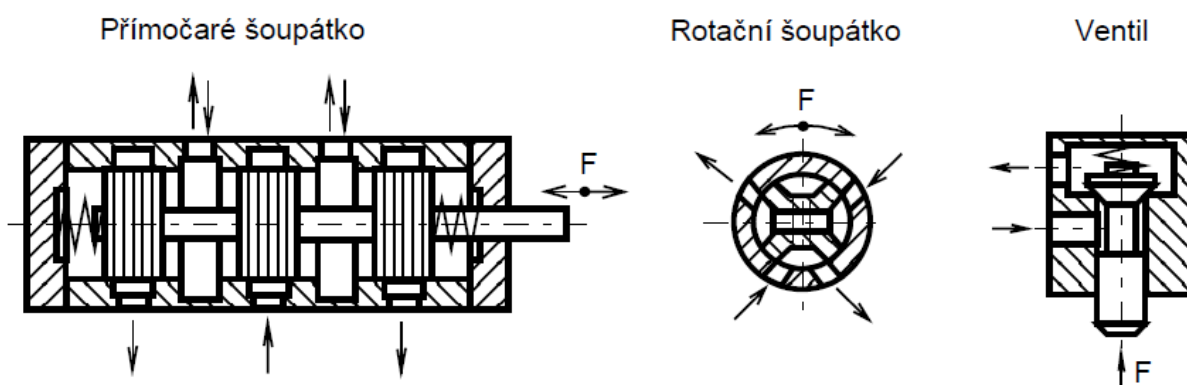
Obr. 35 Jednotlivé typy dvoučinných HM [21]

3.8 HYDRAULICKÉ ROZVÁDĚČE

Rozváděče jsou nejrozšířenějším prvkem pro hrazení průtoku v hydraulických obvodech mobilní techniky, neboť umožňují jednoduché řízení směru nebo zastavení pohybu hydraulických motorů jedním konstrukčním prvkem. [21]

Základní rozdělení rozváděčů je podle typu konstrukce na:

- rozváděče s přímočarým šoupátkem
- rozváděče s rotačním šoupátkem
- rozváděče ventilové a sedlové



Obr. 36 Typy konstrukce rozváděčů [21]

Pro použití v mobilní technice jsou nejvíce používány rozváděče s přímočarým šoupátkem. Šoupátkové rozváděče se v souladu s normou ČSN 01 3624 rozdělují podle:

- počtu poloh konstrukčního prvku
- podle počtu vstupů a výstupu
- podle ovládání

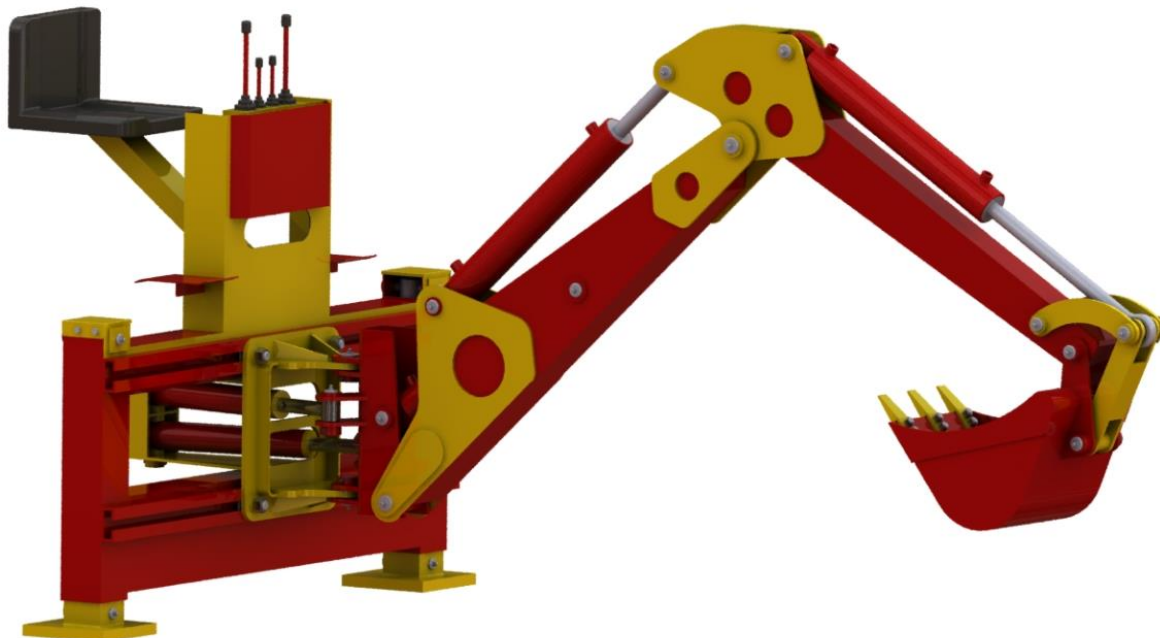
Základním a nejjednodušším typem je dvupolohový dvoucestný rozváděč. V mobilní technice je také velmi často používán třípolohový rozváděč, který je charakteristický tzv. neutrální nebo středovou polohou.

Způsoby ovládání šoupátkových rozváděčů:

- ruční
- mechanické
- elektromechanické
- hydraulické a pneumatické
- elektrohydraulické a elektropneumatické
- s aretační polohou

4 NÁVRH VLASTNÍ KONCEPCE

V této části jsou popsány a zdůvodněny jednotlivé komponenty podkopu. Celý model podkopu byl vytvořen v programu Solidworks 2018.



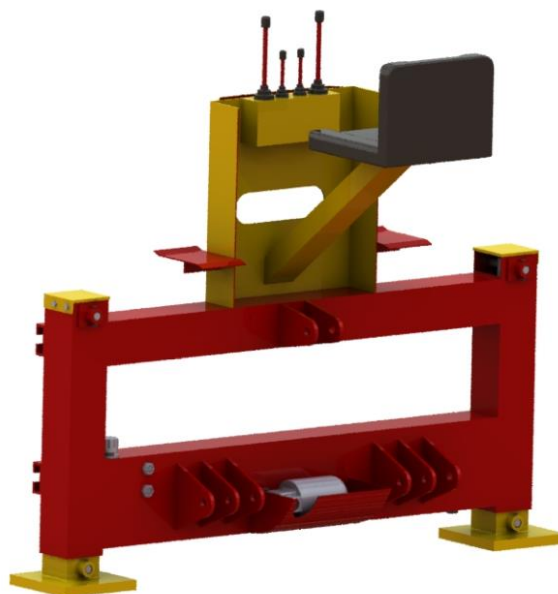
Obr. 37 Model podkopu

4.1 RÁMU

Pro můj podkop byl zvolen rám s výsuvnými podporami kvůli jeho velké výhodě možnosti posouvat celé rameno do obou krajů rámu, což umožňuje provádět podélné výkopy v těsné blízkosti stěn. Také větší hloubkový dosah podpor je výhodou, protože pokud potřebujeme zvýšit maximální výklopnou výšku tak je vysuneme na plný rozsah (při normálním použití by maximální vysunutí nemělo být potřeba). Obě podpory mají výsuv 400 mm což zaručí dostatečné podepření i v nepříznivém terénu. Šířka rámu je 1300 mm a rameno lze posouvat o 435 mm od středu na obě strany. Do spodní části rámu, ve které je zároveň uchycena spodní část třibodového systému traktoru je integrována olejová nádrž pro hydraulický obvod. Díky agregaci nádrže do rámu bylo ušetřeno místo. Rám je kompletně svařovaný. Většina částí tvoří normalizované čtyřhranné profily z materiálu 11523 a části jako nádrž jsou svařeny z plechu. Uložení pro třibodový systém traktoru je provedeno ve dvou šířkách pro různé velikosti traktorů. Dále se na rám nachází sedadlo pro pracovní obsluhu, před kterým jsou přidělané hydraulické rozvaděče.



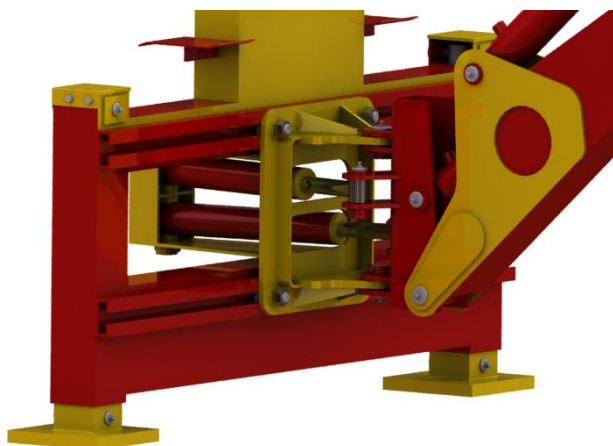
Obr. 39 Pohled na zadní část rámu



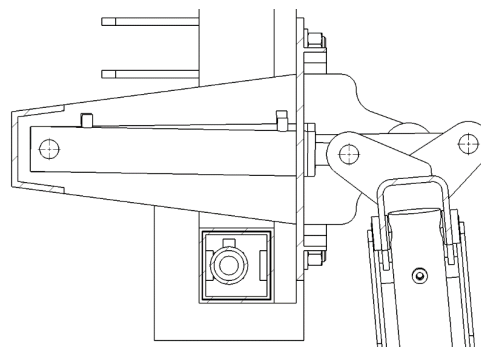
Obr. 38 Pohled na přední část rámu

4.2 OTOČ

Jako pohon otoče bylo zvoleno řešení se dvěma přímočarými hydromotory. Tato možnost není konstrukčně příliš náročná a dovoluje poměrně velký úhel natočení, který je v tomto případě 170° . Také co se týče výrobní ceny je toto řešení výhodné. Hydromotory jsou v posuvné konzoli umístěny nad sebou. Díky tomu může být konzole užší, což zvyšuje rozsah posouvání ramene do stran. Při zkoumání kinematických vlastností různých uložení hydromotorů (myšleno uložení čepů válců) jsem došel k závěru, že se vlastnosti téměř neliší. Proto jsou čepy válců uloženy v jedné ose pro jednodušší konstrukci. Celá otoč je svařena z plechů o různé tloušťce a materiálu 11523.



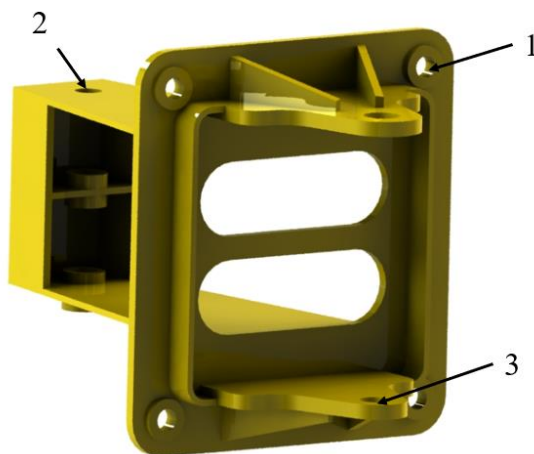
Obr. 40 Otoč podkopu



Obr. 41 Maximální natočení otoče

4.3 POSUVNÁ KONZOLE

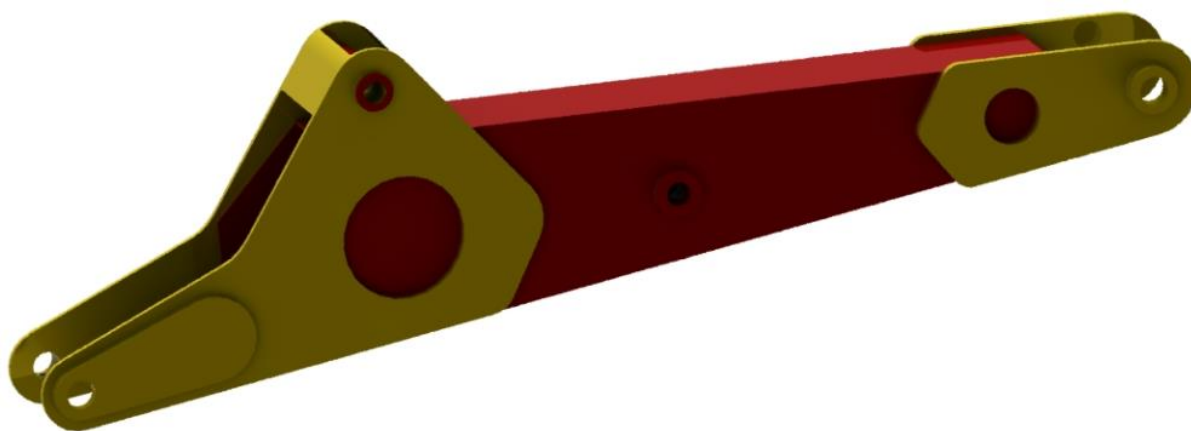
Toto je součást, která propojuje rám s mechanismem otoče a umožňuje posuv celého ramene do stran na rámu. Deska je připevněna k rámu pomocí čtyřech šroubů o velikosti M 20 které jsou umístěny v rohách konzole (1). Pomocí těchto šroubů je realizována možnost posouvání konzole po rámu. Při posuvu šrouby povolíme a pomocí ramene konzoli posuneme na požadované místo následně pouze utáhneme šrouby konzole. Na konzoli jsou upevněny válce hydromotorů otoče (2) a také otoč samotná (3). Celá konstrukce je svařena z plechů o požadovaných tloušťkách z materiálu 11 523.



Obr. 42 Posuvná konzole

4.4 VÝLOŽNÍK

Byl zvolen přímý typ výložníku, z důvodu jeho jednodušší konstrukce a zlepšení výklopné výšky. Hydromotor, který ho pohání je umístěn uvnitř jeho konstrukce. Základní část je svařena ze dvou ohýbaných plechů, které dohromady tvoří profil výložníku. Dále jsou zde výztuhy v místech uložení hydromotorů a v uložení samotného výložníku. Použitý materiál je 11 523.



Obr. 43 Model výložníku

4.5 NÁSADA

Pro násadu byl zvolen jednoduchý tvar pro výrobní nenáročnost. Základní část násady je vytvořena z dvou ohýbaných plechů, které jsou na vrchní a spodní straně svařeny. V místech uložení hydromotorů je výztuž v podobě silného plechu. Tyto dva plechy jsou také navzájem spojeny pro zvýšení tuhosti. Násada je vytvořena z materiálu 11 523.



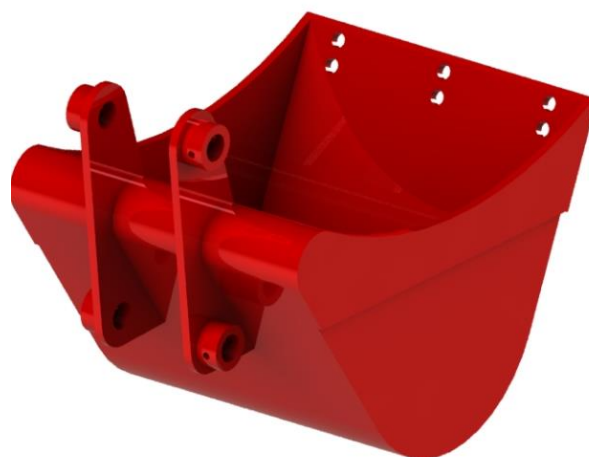
Obr. 44 Model násady

4.6 PRACOVNÍ ZAŘÍZENÍ

Jako základní pracovní zařízení byla zvolena hloubková lopata o šířce 300 mm. Zařízení je připevněno pomocí jednoho čepu k násadě a pomocí druhého čepu je realizováno ovládání lopaty. Po demontáži těchto čepů je možné lopatu vyměnit za jiný typ. Objem této lopaty je přibližně 19 dm³. Konstrukce je svařena z plechu a na bocích a břitu lopaty jsou umístěny výztuhy pro zvýšení tuhosti. Zvolený materiál většiny konstrukce lopaty je 11 523 avšak břit a zuby jsou vyrobeny jsou z materiálu hardox 400, který poskytuje tvrdost 370-430 HB.



Obr. 46 Model namontované lopaty



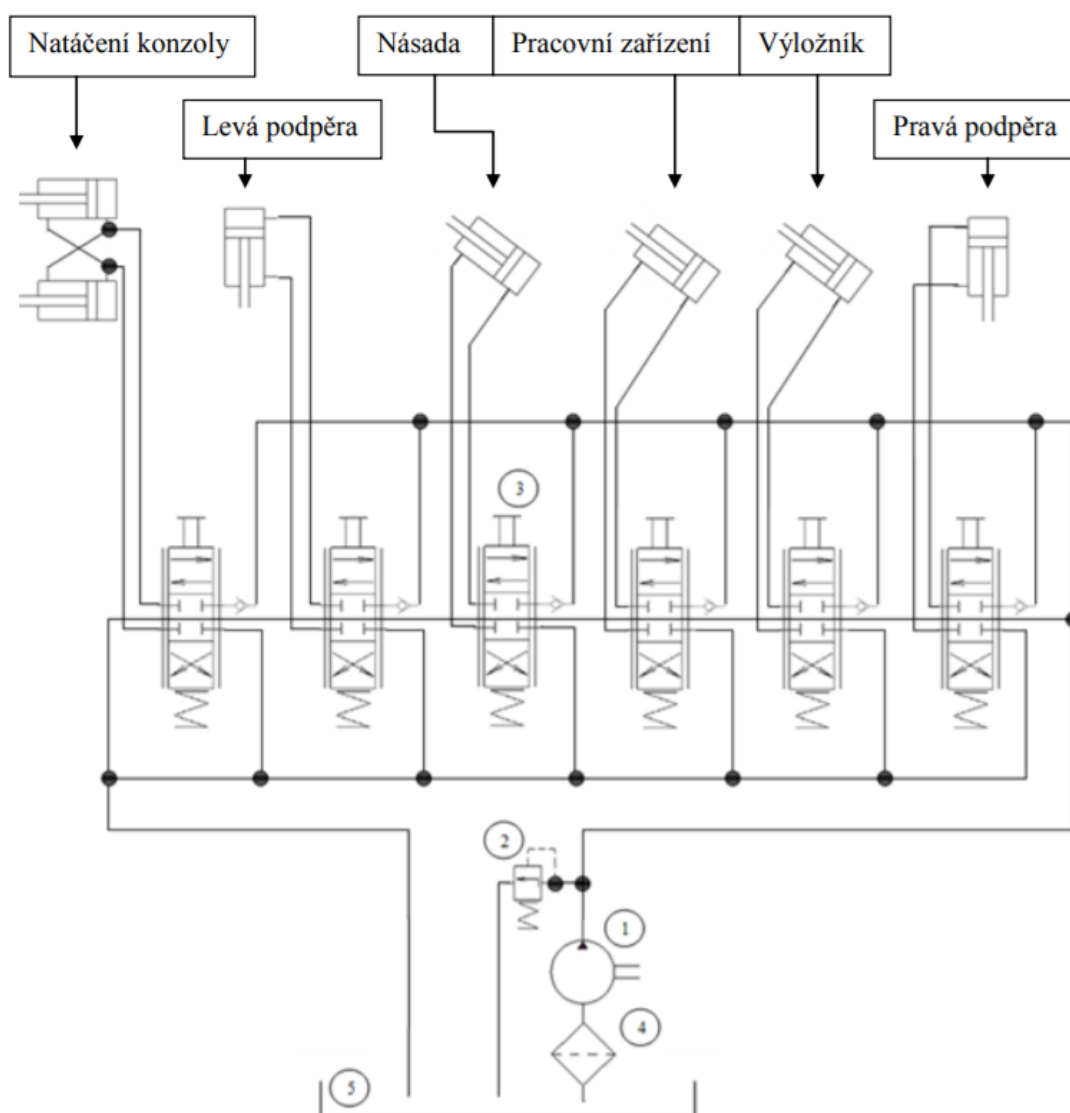
Obr. 45 Model lopaty

4.7 NÁVRH HYDRAULIKY

V této části je proveden návrh hydraulického okruhu a jeho nejpodstatnějších částí.

4.7.1 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Celý hydraulický obvod podkopu se skládá ze sedmi dvoučinných přímočarých hydromotorů, dvou dvousekčních dvoucestných a dvou jednosekčních dvoucestných rozvaděčů (3). O vstup tlakové kapaliny do okruhu se stará jeden zubový hydrogenerátor (1). Před hydrogenerátorem na jeho vstupu se nachází olejový filtr (4), který je umístěn přímo na nádrži (5). Na jeho výstupu se nachází pojistný tlakový ventil (2) nastavený na tlak 18 Mpa.



Obr. 47 Schéma hydraulického obvodu [14]

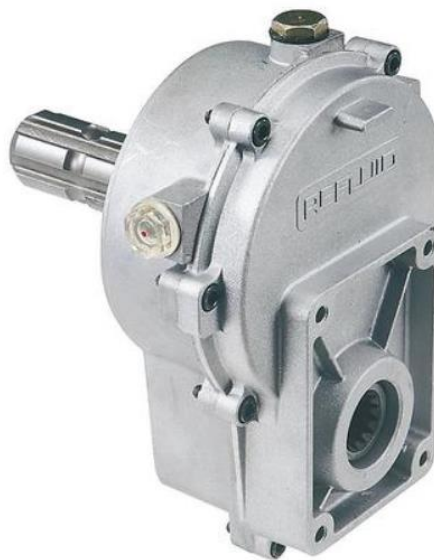
4.7.2 HYDROGENERÁTOR

Pro účely mého podkopy a jeho hydraulického okruhu je zvolen zubový hydrogenerátor. Hlavní důvod pro tuto volbu jsou nízké nároky na údržbu, nízká pořizovací cena, malé rozměry a dosahují přesně takových parametrů jaké potřebuji. Vysoká hlučnost hydrogenerátoru nemá v této zástavbě žádný význam. Jelikož bude hydrogenerátor poháněn vývodovým hřídelem traktoru, který má rychlost otáčení standardně 540 ot/min musí se mezi hydrogenerátorem a vývodovým hřídelem nacházet převodovka o převodovém poměru 1:3. Tím dosáhneme 1620 ot/min což je zcela dostačující hodnota. Zvolená převodovka má jeden ozubený převod což znamená změnu směru otáčení. Z tohoto důvodu musí být hydrogenerátor levotočivý. Převodovka je pevně spojena s hydrogenerátorem avšak není pevně připojena k rámu, ale pouze k vysokotlakým hadicím okruhu. Díky tomu není potřeba žádné další kardanové hřídele nebo jiné propojení a hydrogenerátor lze připojit téměř na každý traktor se správným drážkováním vývodového hřídele a dostatečným výkonem motoru.

Zvolený hydrogenerátor je od značky Ama Refluid z kategorie GR 2 typu A18. Výrobce udává maximální tlak 25 Mpa a pracovní tlak 18 Mpa. Průtok při 1500 ot/min je udáván 12,3 l/min.



Obr. 48 Použitý zubový hydrogenerátor [22]



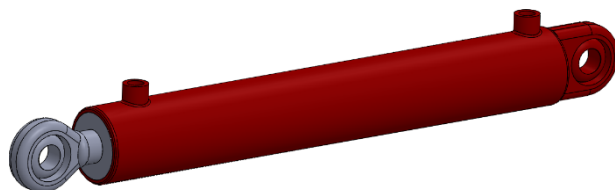
Obr. 49 Použitá převodovka [22]

4.7.3 HYDROMOTORY

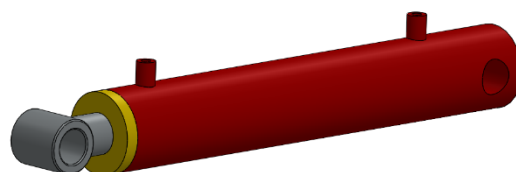
Na celém podkopy se nachází pouze jeden typ přímočarých hydromotorů a to dvoučinné s jednostrannou pístnicí. Celkový počet hydromotorů je 7 kusů. Pro výložník, násadu a pohon lopaty jsou použity hydromotory o stejných silových vlastnostech a pístnici o průměru 32mm, pouze jejich zdvih je odlišný pro jednotlivé použití. Uložení těchto hydromotorů je pomocí kloubových ložisek z důvodu správného typu namáhání hydromotorů a to pouze na tlak. Pohon otoče obstarávají dva stejné hydromotory. Hydromotory pro podpěry a pro pohon otoče mají pouze válcové uložení, protože zde je toto řešení dostačující a dosáhneme nižší pořizovací ceny. V tabulce jsou uvedeny parametry všech použitých hydromotorů.

Tab. 2 Použité hydromotory v podkopu

Použití	Výrobce	Maximální tlak	Jmenovitý tlak	Zdvih	Ø pístnice	Vnitřní Ø válce
Výložník	HYDRAULICS	25 MPa	20 MPa	300 mm	32 mm	60 mm
Násada	HYDRAULICS	25 MPa	20 MPa	400 mm	32 mm	60 mm
Lopata	HYDRAULICS	25 MPa	20 MPa	400 mm	32 mm	60 mm
Otoč	AMA	25 MPa	18 MPa	200 mm	30 mm	50 mm
Podpěry	AMA	25 MPa	18 MPa	400 mm	20 mm	40 mm



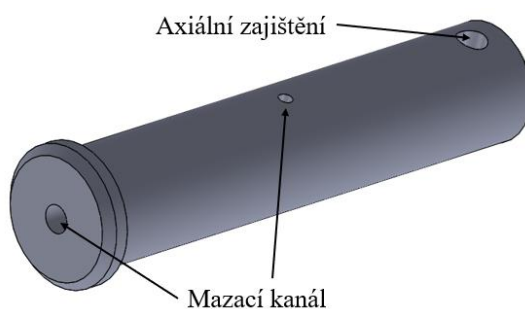
Obr. 50 HM Hydraulics s kloubovým ložiskem



Obr. 51 HM AMA s válcovým uložením

4.7.4 ČEPY

Všechny čepy pro celý podkop jsou vyrobeny z materiálu St 60-2 (11600). Tento materiál je vhodný pro staticky i dynamicky namáhané součásti vystavené velkému měrnému tlaku. Materiál není svařitelný, ale to u čepů ani nepotřebujeme. Dosahuje pevnosti ve smyku 100 MPa, dále tlak ve stykových plochách 40 MPa za pohybu a 200 MPa za klidu. Všechny použité čepy jsou s hlavou a na druhé straně mají vyvrtaný otvor a jsou zajištěny pomocí šroubu o velikosti M6 proti axiálnímu posunutí. Čepy jsou uzpůsobené pro vnitřní mazání ložisek pomocí mazacího kanálku a na čele umístěné maznice. [23]



Obr. 52 Čep

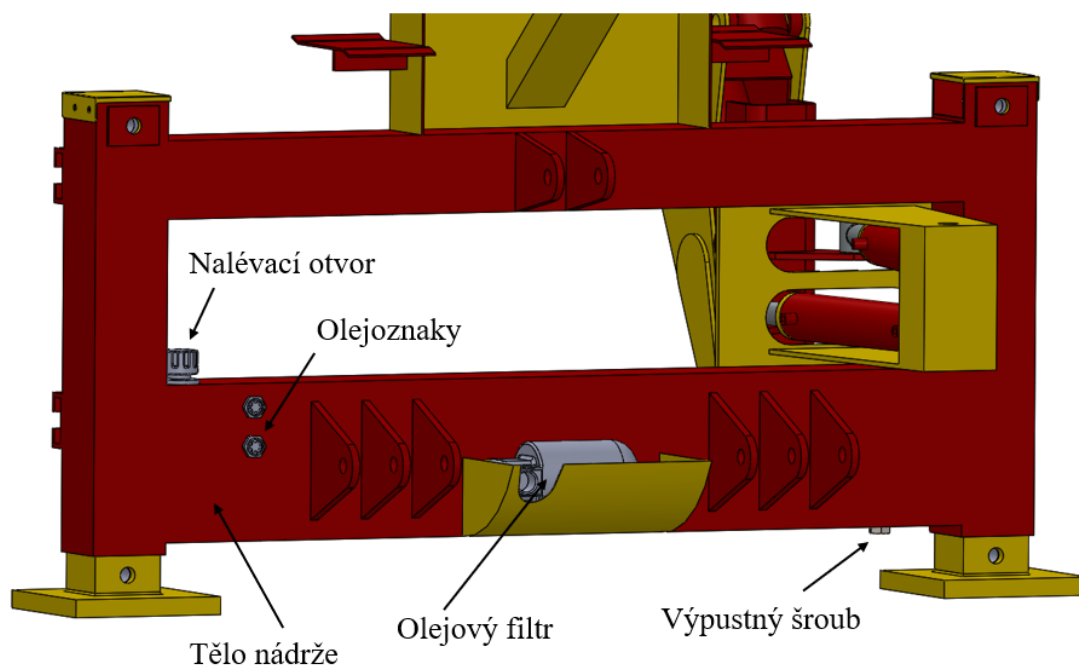
4.7.5 ROZVÁDĚČE

Zvolené rozváděče jsou přímočaré šoupátkové s ručním ovládáním pomocí páky. Hydraulický obvod obsahuje dva dvousekční dvoucestné rozváděče pro ovládání hydromotorů výložníku, násady, otoče a lopaty. Pro ovládání výsuvných podpěr jsou vybrány dva jednosekční dvoucestné rozváděče s tím, že každý ovládá jednu podpěru. Maximální možný průtok těmito rozváděči je 40l/min při pracovním tlaku 18 Mpa.

4.7.6 NÁDRŽ

Nádrže jsou jednoduché součásti hydraulických obvodů a pro mobilní techniku bývají většinou svařované. Nádrž musí pojmut celý objem kapaliny, který je nutný pro správnou funkci obvodu. Musí být zkonstruována tak aby umožnila doplňování a vypouštění pracovní náplně. Další funkce nádrže je uklidnit kapalinu, aby se mohla zbavit usazenin a nasycení vzduchem. Kvůli tomuto jsou v nádrži vytvořené přepážky. Důležitá funkce nádrže je také odvod tepla a proto je nádrž zvolena co největší bylo možné. *Velikost nádrže se volí u otevřených hydraulických obvodů na mobilní technice s neregulačními hydrogenerátory ve výši 2 až 4 násobku maximálního průtoku navrhovaných hydrogenerátorů.* [21]

Hydrogenerátor tohoto hydraulického obvodu dosahuje maximálního průtoku 12,3 l/min. Podle těchto parametrů je velikost olejové nádrže zvolena 25 L. Nádrž je zkonstruována ze svařovaných plechů jako součást celého rámu. Díky tomuto řešení nádrže je nezbytná část rámu zvětšena a upravena pro potřeby nádrže. Plnicí zátka, která chrání nalévací otvor je vybavena otvory pro větrání nádrže s vestavěným filtrem, taktéž obsahuje sítko pro hrubé nečistoty. Nádrž je osazena dvěma olejoznaky pro signalizaci maximální a minimální hladiny oleje. Na výstupu z nádrže je namontován olejový filtr, který je v hydraulickém obvodu umístěn před hydrogenerátorem. V nejnižším místě se nachází výpustný šroub s magnetem pro zachytávání kovových nečistot.



Obr. 53 Olejová nádrž zkonstruována jako součást rámu

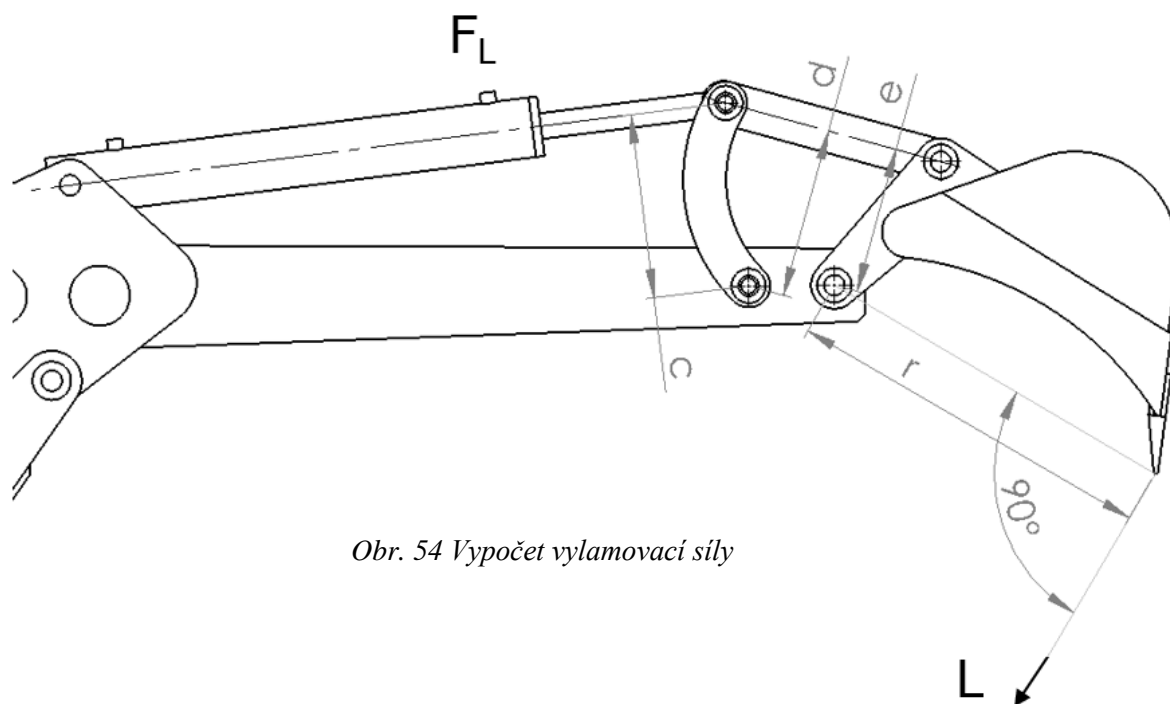
5 FUNKČNÍ VÝPOČET

Jediný požadavek pro funkční výpočet vyjádřený v zadání je, že rypadlo musí splnit podmínku maximální trhačí neboli vylamovací síly alespoň 20 kN. Dále jsou vypočteny i jiné parametry navrženého rypadla.

5.1 VÝPOČET VYLAMOVACÍ SÍLY

Vylamovací síla je vyvolána výhradně činností hydromotoru lopaty, procházející ve směru kolmém ke spojnici osy otáčení lopaty na násadě a špičce zubů působící ve směru pohybu lopaty. [24]

Výpočet vylamovací síly (trhačí síly) je proveden v 10 různých úhlech natočení lopaty. Rozsah otáčení lopaty kolem své osy je 189° . Počáteční úhel natočení 0° je uvažován v pozici, kdy je hydromotor lopaty plně zasunutý. Od této polohy je po 21° odpočítáno dalších 9 poloh. Poslední poloha s úhlem natočení 189° znázorňuje lopatu v poloze, kdy je její hydromotor plně vysunutý. Vzorový výpočet je uveden pro třetí pozici od nuly tzn. pro 42° (této pozici natočení odpovídá obrázek 54). Všechny vypočtené hodnoty vylamovací síly v různých polohách jsou uvedeny v tabulce 2.



Obr. 54 Vypočet vylamovací síly

Vztah pro výpočet maximální vylamovací síly:

Vztah je převzatý z literatury [24] ze strany 76.

$$L = \frac{c \cdot e}{d} \cdot \frac{F_L}{r} \quad (1)$$

Kde:

L [N] – vylamovací síla kolmá na spojnici čepu a zubu lopaty

F_L [N] – maximální síla vyvozená přímočarým hydromotorem

c [mm] – kolmá vzdálenost mezi osou hydromotoru a uložením páky v násadě

e [mm] – vzdálenost kolmá na osu dvou čepů přepákování od uložení lopaty v násadě

d [mm] – vzdálenost kolmá na osu dvou čepů přepákování od čepu páky v násadě

r [mm] – vzdálenost mezi čepem a špičkou zubu v lopatě

Výpočet maximální síly hydromotoru:

$$F_L = P_{max} \cdot S_L \quad (2)$$

$$F_L = P_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_L^2}{4}$$

$$F_L = 18000000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} = 50893,81 \text{ N}$$

$$F_L = 50894 \text{ N}$$

Kde:

P_{max} [Pa] – maximální tlak v hydraulickém okruhu

S_L [m²] – vnitřní plocha hydraulického válce

D_L [m] – vnitřní průměr hydraulického válce

Dosazení do vzorce pro maximální vylamovací sílu:

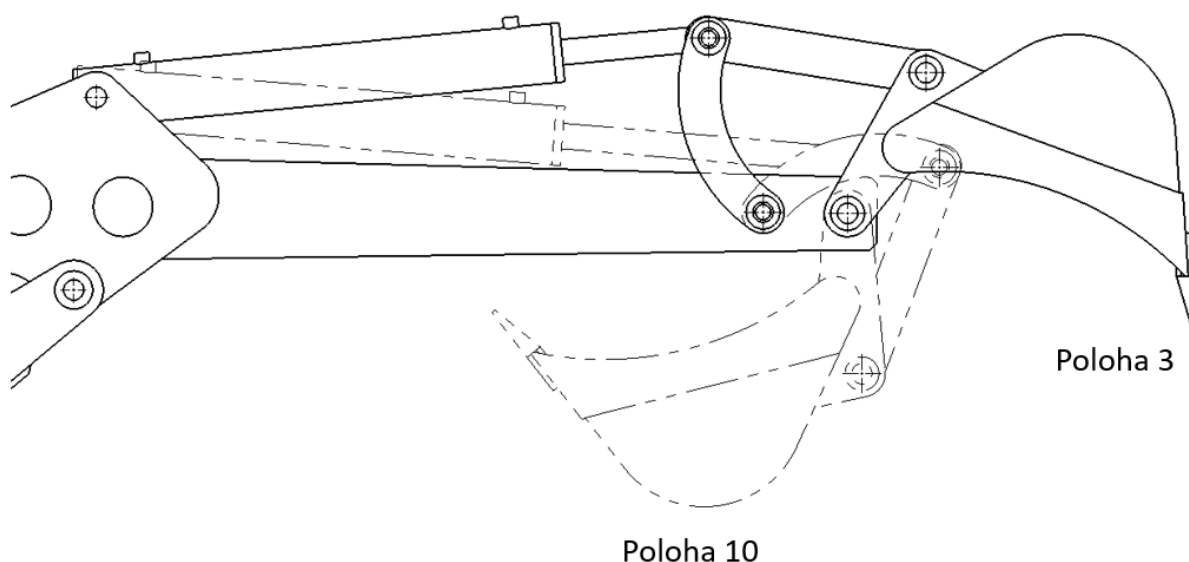
$$L_3 = \frac{210,4 \cdot 178,4}{192,6} \cdot \frac{50894}{455} = 21799,1 \text{ N}$$

$$L_3 = 21,8 \text{ KN}$$

Tab. 3 Hodnoty vylamovací síly při různých úhlech natočení lopaty

Pozice Lopaty	Úhel [°]	F _L [N]	c [mm]	d [mm]	e [mm]	r [mm]	L [N]
1	0	50 894	91,8	156,5	189,1	455	12 407,2
2	21	50 894	176	177,8	185,9	455	20 583,3
3	42	50 894	210,4	192,6	178,4	455	21 799,1
4	63	50 894	213,5	201,6	166,5	455	19 723,2
5	84	50 894	199,3	206	151,3	455	16 373,2
6	105	50 894	176,3	207,3	134,7	455	12 813,7
7	126	50 894	149,9	205,7	118,3	455	9 642,9
8	147	50 894	122,6	200,7	103,5	455	7 071,9
9	168	50 894	95,4	191	91,2	455	5 095,2
10	189	50 894	69,8	176,6	82,5	455	3 647,3

Maximální vylamovací síla **L = 21799 N** byla vypočtena v pozici 3. Naopak minimální vylamovací síla **L = 3647 N** byla vypočtena v pozici 10, což je pozice kdy je hydromotor lopaty plně vysunutý. Na obrázku 55 jsou zobrazeny polohy 3 a 10 (polohy s minimální a maximální vylamovací silou).



Obr. 55 Polohy lopaty 3 a 10 znázorňující maximální a minimální vylamovací sílu

Podmínka ze zadání: Rypadlo musí vyvinout maximální trhací sílu alespoň 20 kN.

Ověření zadanné podmínky:

$$L_{min} = 20 \text{ kN}$$

$$L_{min} < L_3 \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

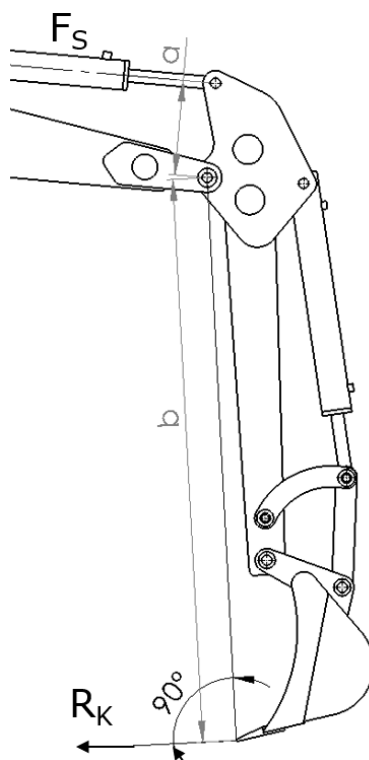
Kde:

L_{min} [N] – Minimální požadovaná vylamovací síla

5.2 VÝPOČET RYPNÉ SÍLY

Rypná síla na zubech lopaty R_k je vyvolána činností hydromotoru násady F_s a příslušných ramen a , b . [24]

Výpočet rypné síly je proveden v 10 různých úhlech natočení násady. Rozsah natočení násady kolem své osy je 126° . Počáteční úhel natočení 0° je uvažován v pozici, kdy je hydromotor násady plně zasunutý. Od této polohy je po 14° odpočítáno dalších 9 poloh. Poslední poloha s úhlem natočení 126° znázorňuje násadu v poloze, kdy je její hydromotor plně vysunutý. Lopata je v pozici, kdy je rameno b nejdelší. Vzorový výpočet je uveden pro čtvrtou pozici od nuly tzn. pro 42° (této pozici natočení odpovídá obrázek 56). Všechny vypočtené hodnoty rypné síly v různých polohách jsou uvedeny v tabulce 3.



Obr. 56 Výpočet rypné síly

Vztah pro výpočet rypné síly:

Vztah je převzatý z literatury [24] ze strany 76.

$$R_K = \frac{(F_S \cdot a)}{b} \quad (3)$$

Kde:

R_K [N] – rypná síla

F_S [N] – maximální síla vyvozená přímočarým hydromotorem

a [m] – vzdálenost mezi čepem hydromotoru a uložení násady

b [m] – vzdálenost otočného kloubu ke hrotům zubu

Výpočet maximální síly hydromotoru:

$$F_S = P_{max} \cdot S_S \quad (4)$$

$$F_S = P_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_S^2}{4}$$

$$F_S = 18000000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} = 50893,81 \text{ N}$$

$$F_S = 50894 \text{ N}$$

Kde:

S_S [m²] – vnitřní plocha hydraulického válce

D_S [m] – vnitřní průměr hydraulického válce

Dosazení do vzorce pro maximální rypnou sílu:

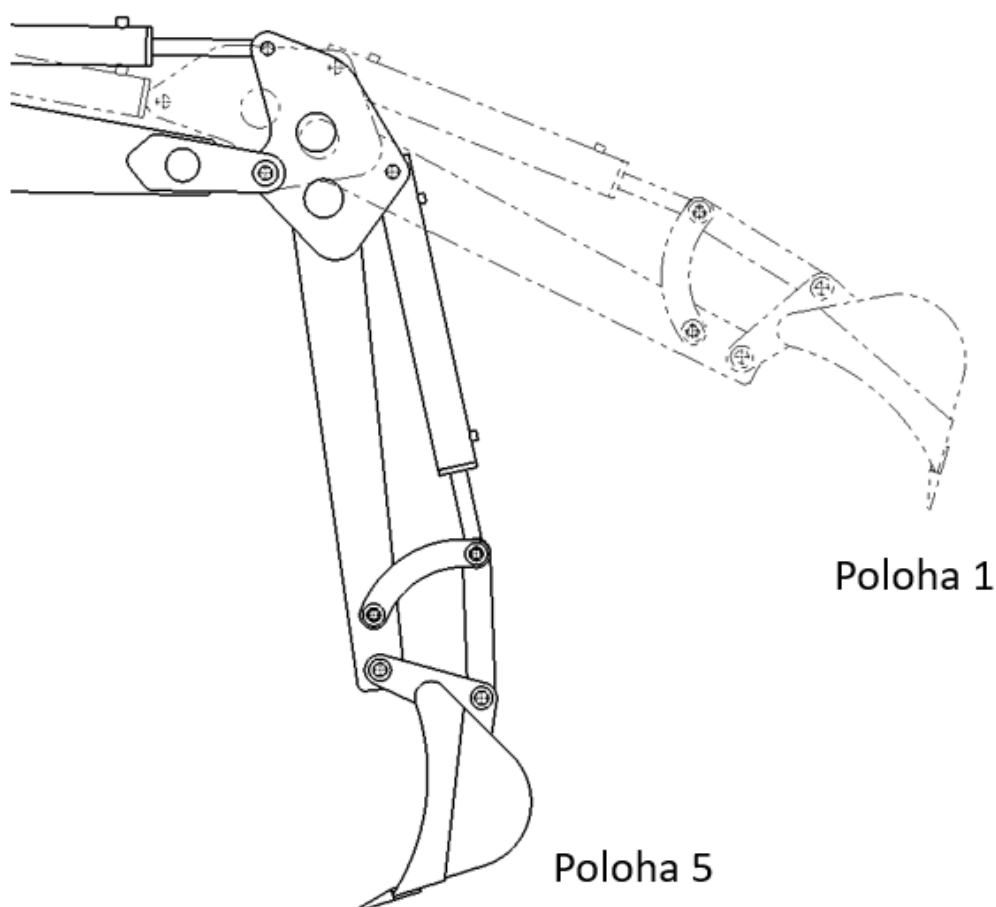
$$R_{K4} = \frac{(50894 \cdot 0,218)}{1,358} = 8166,3 \text{ N}$$

$$R_{K4} = 8,2 \text{ KN}$$

Tab. 4 Hodnoty rypné síly při natočení násady v různých úhlech

Pozice násady	Úhel natočení [°]	F_s [N]	a [mm]	b [mm]	R_K [N]
1	0	50 894	93,7	1 358	3 511,6
2	14	50 894	153	1 358	5 734,0
3	28	50 894	194,6	1 358	7 293,1
4	42	50 894	217,9	1 358	8 166,3
5	56	50 894	225	1 358	8 432,4
6	70	50 894	218,7	1 358	8 196,3
7	84	50 894	201,6	1 358	7 555,4
8	98	50 894	176	1 358	6 596,0
9	112	50 894	144	1 358	5 396,7
10	126	50 894	108,2	1 358	4 055,0

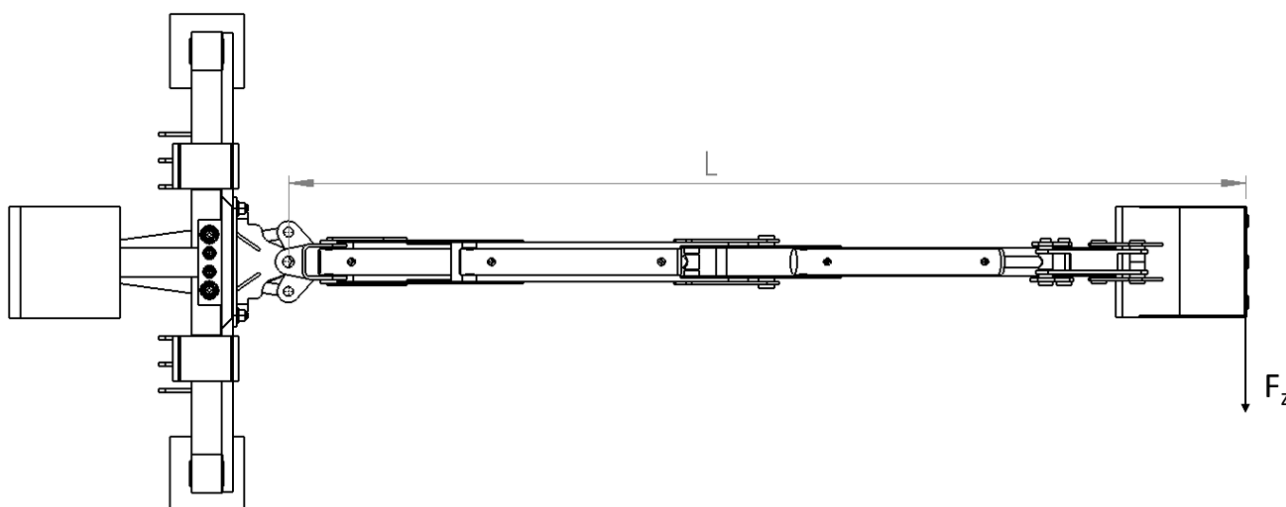
Maximální rypná síla $R_K = 8432 \text{ N}$ byla vypočtena v pozici 5. Naopak minimální rypná síla $R_K = 3512 \text{ N}$ byla vypočtena v pozici 1, což je pozice kdy je hydromotor násady plně zasunutý. Na obrázku 57 jsou zobrazeny polohy 1 a 5 (polohy s minimální a maximální rypnou silou).



Obr. 57 Polohy násady 1 a 5 znázorňující minimální a maximální rypnou sílu

5.3 SÍLA PŘI OTÁČENÍ RAMENE

Toto je maximální síla, kterou působí radlice do strany při otáčení ramene kolem své osy. Tato síla je vyvolána za pomoci dvou přímočarých hydromotorů a pomocí jejich ramen. Výpočet je proveden pro 6 poloh po 17° natočení ramene a při jeho plném natažení, kdy je vzdálenost L největší. Rozsah otoče je 170°. Síly při otáčení ramene v obou směrech jsou stejné a v pozicích od 5° do 90° jsou stejné jako v pozicích od 90° do 175° proto je výpočet proveden jen při otáčení v jednom směru a v rozsahu od 5° do 90°. Vzorový výpočet je uveden pro šestou pozici od nuly tzn. pro 90° (této pozici natočení odpovídá obrázek 58). Všechny vypočtené hodnoty síly při otáčení ramene v různých polohách jsou uvedeny v tabulce 4.



Obr. 58 Výpočet síly při otáčení pomocí momentové rovnováhy

Maximální sílu, kterou může radlice působit při otáčení kolem osy lze vyjádřit pomocí momentové rovnováhy k čepu otoče:

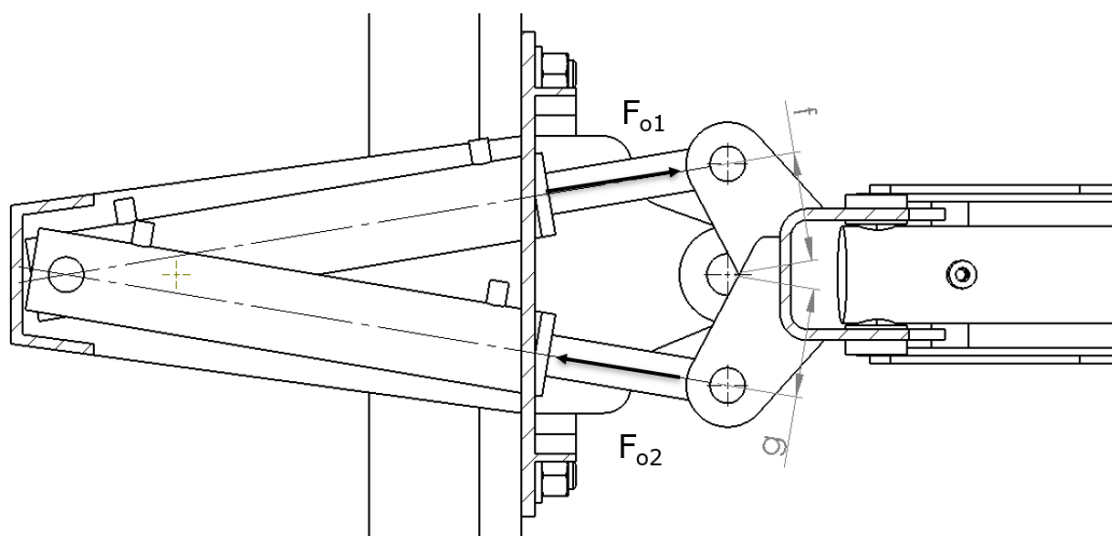
$$M_Z = M_{o1} + M_{o2} \quad (5)$$

Kde:

M_Z [Nm] – moment způsobený silou F_z a ramenem L

M_{o1} [Nm] – moment způsobený silou F_{o1} a ramenem f

M_{o2} [Nm] – moment způsobený silou F_{o2} a ramenem g



Obr. 59 Detail mechanismu otoče pro výpočet momentové rovnováhy

Po dosazení dostaneme:

$$F_z \cdot L = F_{o1} \cdot f + F_{o2} \cdot g$$

Vyjádření neznámé:

$$F_z = \frac{F_{o1} \cdot f + F_{o2} \cdot g}{L}$$

Kde:

F_z [N] – maximální boční síla na zubech při otáčení kolem osy

F_{o1} [N] – maximální síla momentálně tlačného válce otoče

F_{o2} [N] – maximální síla momentálně tažného válce otoče

f [mm] – délka ramene od působení síly F_{o1} po čep otoče

g [mm] – délka ramene od působení síly F_{o2} po čep otoče

Výpočet síly F_{o1} :

$$F_{o1} = P_{max} \cdot S_{o1} \quad (6)$$

$$F_{o1} = P_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_{o1}^2}{4}$$

$$F_{o1} = 18000000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 35342,92 \text{ N}$$

$$F_{o1} = 35343 \text{ N}$$

Kde:

$S_{o1} [\text{m}^2]$ – vnitřní plocha hydraulického válce

$D_{o1} [\text{m}]$ – vnitřní průměr hydraulického válce

Výpočet síly F_{o2} :

$$F_{o2} = P_{max} \cdot S_{o2} \quad (7)$$

$$F_{o1} = P_{max} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{o2}^2 - d_{o2}^2)}{4}$$

$$F_{o2} = 18000000 \cdot \frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,03^2)}{4} = 22619,47 \text{ N}$$

$$F_{o2} = 22619 \text{ N}$$

Kde:

$S_{o2} [\text{m}^2]$ – plocha v hydraulickém válci

$D_{o2} [\text{m}]$ – vnitřní průměr hydraulického válce

$d_{o2} [\text{m}]$ – průměr pístní tyče

Dosazení do vztahu pro F_z :

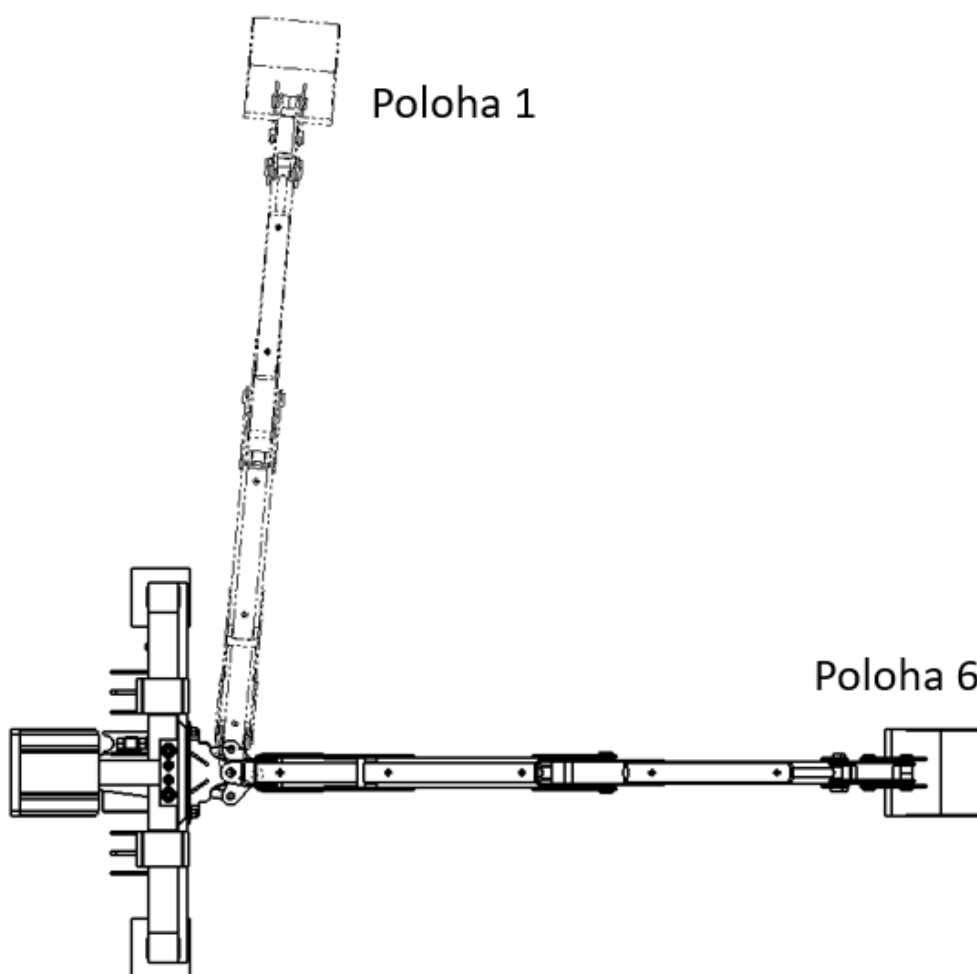
$$F_{z6} = \frac{35343 \cdot 78,9 + 22619 \cdot 78,9}{2580} = 1774,81 \text{ N}$$

$$F_{z6} = 1775 \text{ N}$$

Tab. 5 Hodnoty síly při otáčení v různých úhlech natočení ramene

Pozice ramene	Úhel natočení [°]	F_{o1} [N]	F_{o2} [N]	f [mm]	g [mm]	L	F_z [N]
1	5	35 343	22 619	8,4	6	2 580	167,7
2	22	35 343	22 619	35,4	25,9	2 580	712,0
3	39	35 343	22 619	57,4	44,4	2 580	1 175,6
4	56	35 343	22 619	72,3	60,2	2 580	1 518,2
5	73	35 343	22 619	79,3	72,1	2 580	1 718,4
6	90	35 343	22 619	78,9	78,9	2 580	1 772,6

Maximální síla při otáčení $F_z = 1772 \text{ N}$ byla vypočtena v pozici 6, kdy rameno svírá pravý úhel s rámem. Naopak minimální síla při otáčení $F_z = 168 \text{ N}$ byla vypočtena v pozici 1, což je pozice kdy je rameno v maximálním natočení. Hodnota minimální síly není příliš velká, ale v plném úhlu natočení nepožadujeme po rameni velké síly, ale pouze aby se dokázalo otočit na tento rozsah a případně vyklopit náklad. Na obrázku 60 jsou zobrazeny polohy 1 a 6 (polohy s minimální nebo maximální silou otáčení).



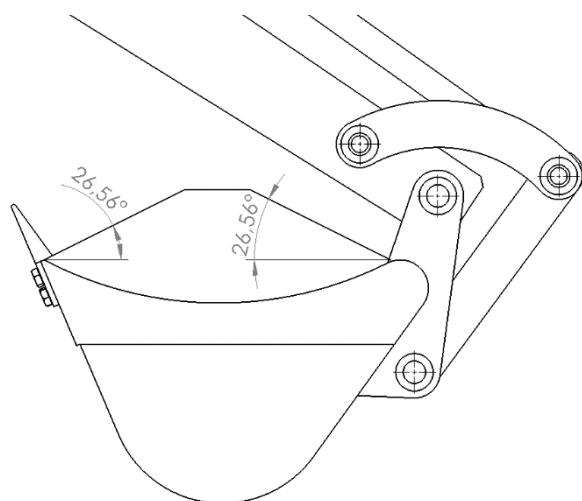
Obr. 60 Polohy otoče 1 a 6 znázorňující minimální a maximální sílu při otáčení

5.4 OBJEM PRACOVNÍ NÁDOBY

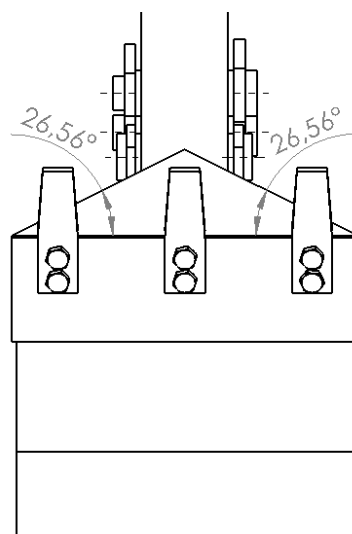
Objem pracovní nádoby (lopaty) V_r se skládá z vnitřního prostoru nádoby V_s a je zvětšený o navršení. Pro výpočet navršení materiálu lze použít dvě různé normy.

- Norma ISO 7451-83 (CECE) uvažuje jmenovitý objem V_r jako objem materiálu v pracovní nádobě s navršením po sypném úhlem $26,56^\circ$.
- Norma SAE uvažuje sypný úhel o velikosti 45° . Tato norma je nejčastěji využívána u zahraničních výrobců. Podle této normy mají dvě rypadla stejné kategorie o 10-12% větší objem materiálu v nádobě než podle normy ISO. (24)

Pro výpočet objemu mé pracovní nádoby byla zvolena norma CECE.



Obr. 62 Zobrazení navršení a jeho úhel



Obr. 61 Zobrazení navršení a jeho úhel

Výpočet objemu vnitřku pracovní nádoby:

$$V_s = S_{BL} \cdot h \quad (8)$$

$$V_s = 0,0669 \cdot 0,284 = 0,01899 \text{ m}^3$$

Kde:

V_s [m^3] – objem vnitřního prostoru pracovní nádoby

S_{BL} [m^2] – plocha boční stěny pracovní nádoby

h [m] – šířka vnitřku pracovní nádoby

Celkový objem pracovní nádoby:

$$V_r = V_s + V_N \quad (9)$$

$$V_r = 0,01899 + 0,00302 = 0,02201 \text{ m}^3$$

$$V_r = 22,01 \text{ dm}^3$$

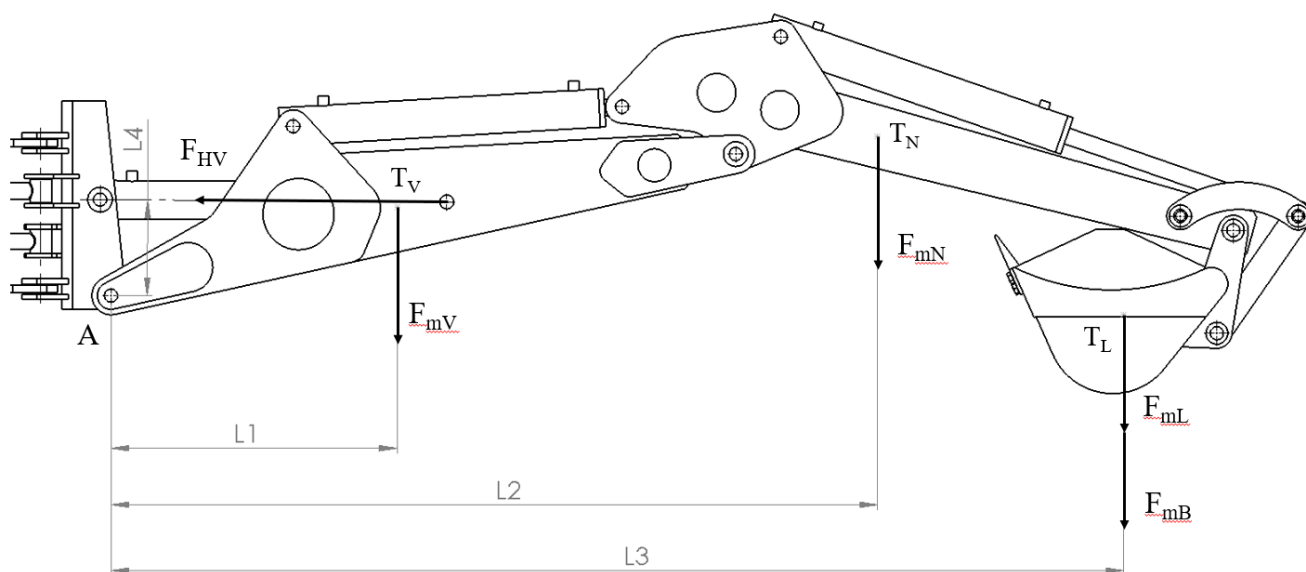
Kde:

$V_r [\text{m}^3]$ – celkový objem pracovní nádoby

$V_N [\text{m}^3]$ – objem navršení

5.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ZDVIHACÍ SÍLY

Pomocí tohoto výpočtu zjistíme zda hydromotor výložníku vyvine dostatečnou sílu pro zdvižení ramene při jeho plném zatížení. Výpočet je proveden pro 10 poloh výložníku s různým úhlem natočení. Celkový rozsah otočení výložníku je 121° . Jako 0° je uvažována poloha kdy je hydromotor výložníku plně zasunutý, naopak úhel 121° znamená že je hydromotor plně vysunutý. V každé poloze je uvažován hydraulický válec násady jako plně zasunutý (pro co nejdelší rameno) a hydromotor lopaty jako plně vysunutý (počítáme s plně naloženou lopatou). Vzorový výpočet je proveden v poloze výložníku číslo 5 (této poloze odpovídá obrázek 63 zobrazující momentovou rovnováhu). Tato síla je způsobena výhradně působením přímočarého hydromotoru výložníku. Ve výpočtu jsou zahrnuty hmotnosti výložníku, násady a lopaty při plném naložení vlhkým pískem. Z důvodu nízkého vlivu na výsledek výpočtu jsou zanedbány hmotnosti přímočarých hydromotorů, vysokotlakého potrubí a hadic, lopaty a jejího pákového systému nakládání a čepů.



Obr. 63 Momentová rovnováha pro výpočet maximální zdvihací síly

Výpočet maximální síly, kterou může působit břemeno na lopatu při plném zatížení. Výpočet vychází z momentové rovnováhy k bodu A což je čep uložení výložníku.

$$M_{BA} = M_{HVA} - M_{VA} - M_{NA} - M_{LA} \quad (10)$$

Kde:

M_{BA} [Nm] – moment od hmotnosti břemene k bodu A

M_{HAV} [Nm] – moment od přímočarého hydromotoru k bodu A

M_{VA} [Nm] – moment od hmotnosti výložníku k bodu A

M_{NA} [Nm] – moment od hmotnosti násady k bodu A

M_{LA} [Nm] – moment od hmotnosti plně naložené lopaty

Dosazení:

$$F_{mB} \cdot L_3 = F_{HV} \cdot L_4 - F_{mV} \cdot L_1 - F_{mN} \cdot L_2 - F_{mL} \cdot L_3$$

$$F_{mB} \cdot L_3 = F_{HV} \cdot L_4 - m_V \cdot g \cdot L_1 - m_N \cdot g \cdot L_2 - (m_L + m_p) \cdot g \cdot L_3$$

Vyjádření neznámé:

$$F_{mB} = \frac{F_{HV} \cdot L_4 - g \cdot (m_V \cdot L_1 + m_N \cdot L_2 + (m_L + m_p) \cdot L_3)}{L_3}$$

Kde:

F_{mB} [N] – síla od břemena na rameno

F_{HV} [N] – síla od přímočarého hydromotoru

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – gravitační zrychlení

m_V [kg] – hmotnost výložníku

m_N [kg] – hmotnost násady

m_L [kg] – hmotnost lopaty

m_P [kg] – hmotnost písku v lopatě

L_1 [mm] – délka ramena od těžiště výložníku po bod A

L_2 [mm] – délka ramena od těžiště násady po bod A

L_3 [mm] – délka ramena od těžiště lopaty po bod A

L_4 [mm] – délka ramena kolmého na osu přímočarého hydromotoru po bod A

Výpočet síly přímočarého hydromotoru F_{HV} :

$$F_{HV} = P_{max} \cdot S_V \quad (11)$$

$$F_{HV} = P_{max} \cdot \frac{\pi \cdot (D_V^2 - d_V^2)}{4}$$

$$F_{HV} = 18000000 \cdot \frac{\pi \cdot (0,06^2 - 0,03^2)}{4} = 38170,35 \text{ N}$$

$$F_{HV} = 38170 \text{ N}$$

Kde:

S_V [m²] - plocha v hydraulickém válci

D_V [m] - vnitřní průměr hydraulického válce

d_V [m] - průměr pístní tyče

Výpočet hmotnosti písku v lopatě:

$$m_P = V_r \cdot \rho_P \quad (12)$$

$$m_P = 0,02201 \cdot 2050 = 45,1 \text{ kg}$$

Kde:

ρ_P [kg · m⁻³] – hustota vlhkého písku

Vyčíslení síly F_{mB} :

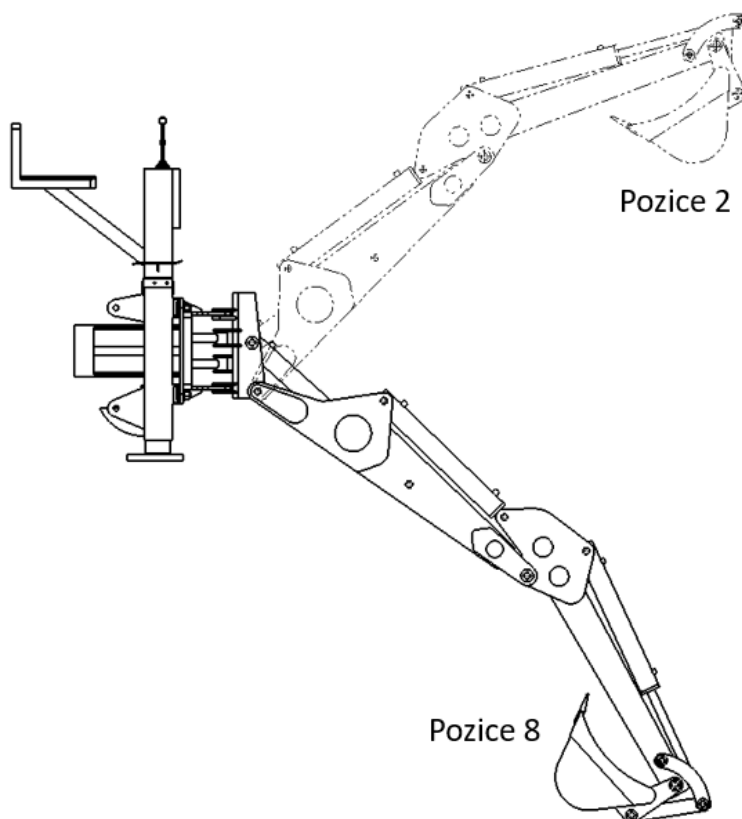
$$F_{mB5} = \frac{38170 \cdot 171 - 9,81 \cdot (26 \cdot 665 + 20,6 \cdot 1552 + (15,9 + 45,1) \cdot 1997)}{1997} = 2428,5 \text{ N}$$

$$F_{mB5} = 2429 \text{ N}$$

Tab. 6 Hodnoty zdvižné síly v různých úhlech natočení výložníku

Pozice výložníku	Úhel natočení [°]	F_{HV} [N]	F_{mV} [N]	F_{mN} [N]	F_{mL} [N]	L_1 [mm]	L_2 [mm]	L_3 [mm]	L_4 [mm]	F_{mB} [N]
1	0	38 170	255	202	598	365	864	1 428	126	2 582,5
2	13,44	38 170	255	202	598	473	1 129	1 710	155	2 658,0
3	26,88	38 170	255	202	598	562	1 339	1 904	171	2 612,8
4	40,32	38 170	255	202	598	628	1 483	2 002	176	2 528,0
5	53,76	38 170	255	202	598	665	1 552	1 997	171	2 428,5
6	67,2	38 170	255	202	598	674	1 544	1 889	159	2 358,7
7	80,64	38 170	255	202	598	653	1 458	1 685	140	2 299,8
8	94,08	38 170	255	202	598	602	1 299	1 395	116	2 277,9
9	107,52	38 170	255	202	598	526	1 076	1 037	89	2 339,0
10	121	38 170	255	202	598	427	797	623	59	2 583,6

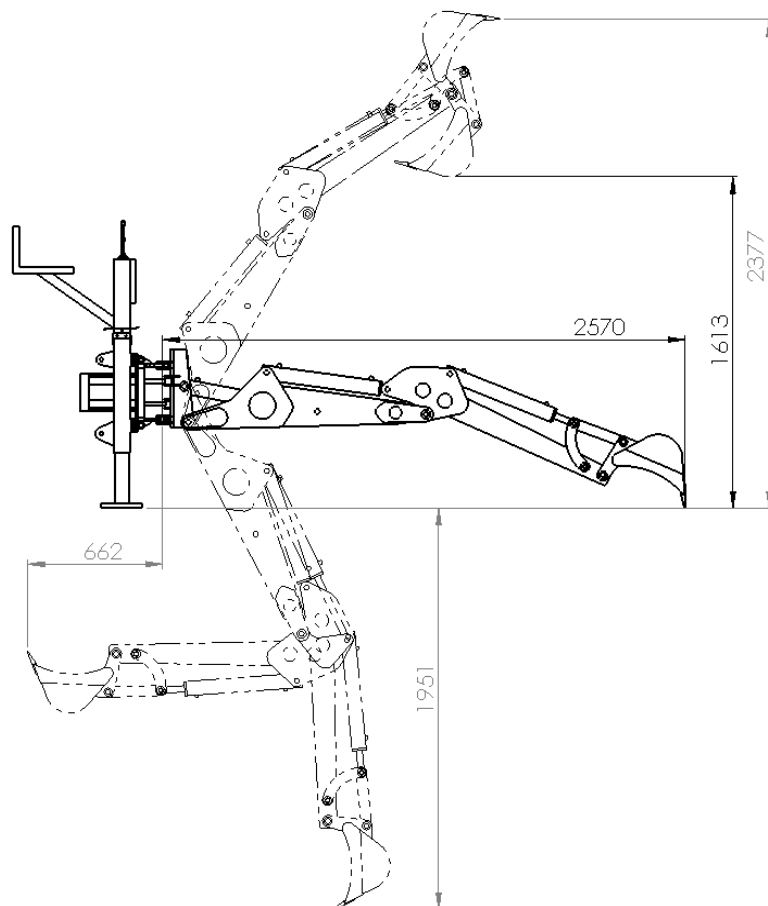
Maximální zdvižná síla $F_{mB} = 2658 \text{ N}$ byla vypočtena v pozici 2. Naopak minimální zdvižná síla $F_{mB} = 2278 \text{ N}$ byla vypočtena v pozici 8. Maximální zdvižná síla odpovídá přibližně 270 kg těžkému břemeni. Na obrázku 64 jsou zobrazeny polohy 2 a 8 (polohy s minimální nebo maximální zdvižnou silou).



Obr. 64 Polohy ramene 2 a 8 pro maximální a minimální zdvižnou sílu

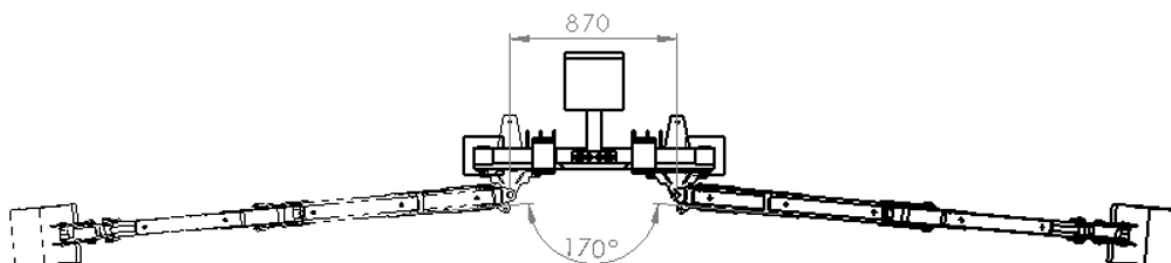
5.6 MAXIMÁLNÍ DOSAH PODKOPU

Maximální dosažitelná výška ramene: 2377mm. Maximální výklopná výška: 1613mm. Maximální dosah ramene při plném natažení: 2570mm. Maximální kopací hloubka: 1951mm. Maximální vzdálenost za osou: 662mm.



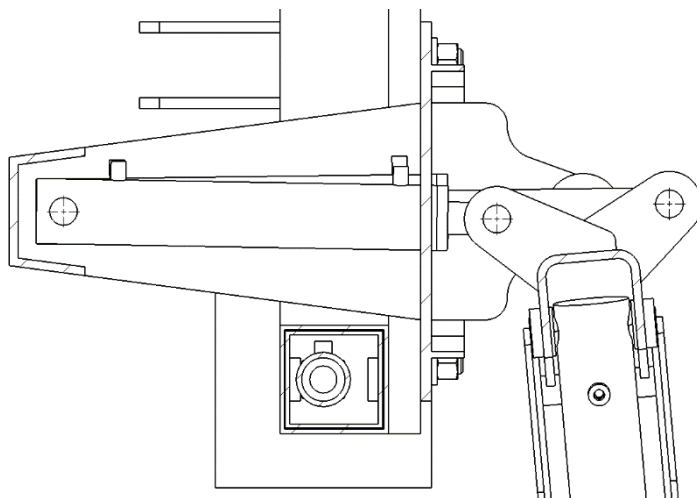
Obr. 65 Maximální dosah podkopu

Maximální pracovní úhel ramene je 170° . Celá posuvná konzole s ramenem lze posunout na základním rámu o 435 mm od středu na obě strany.



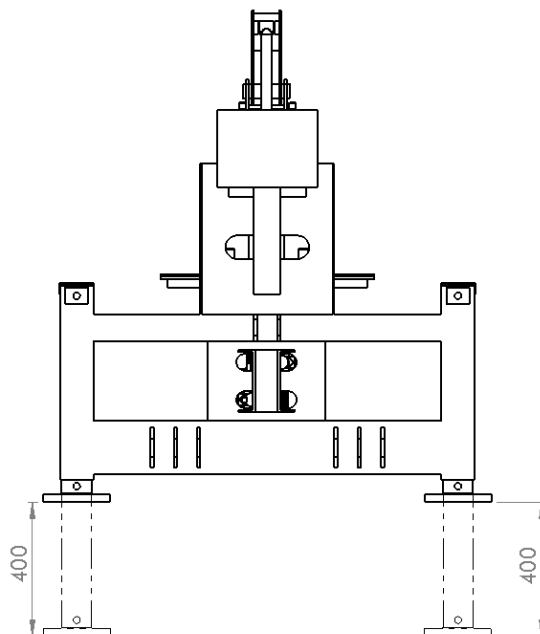
Obr. 66 Maximální dosah podkopu

Na obrázku 67 je zobrazena otoč v plném natočení. V této poloze svírá rameno s rámem podkopy úhel 5° .



Obr. 67 Detail otoče při plném natočení

Maximální výsuv podpěrných noh je 400mm.



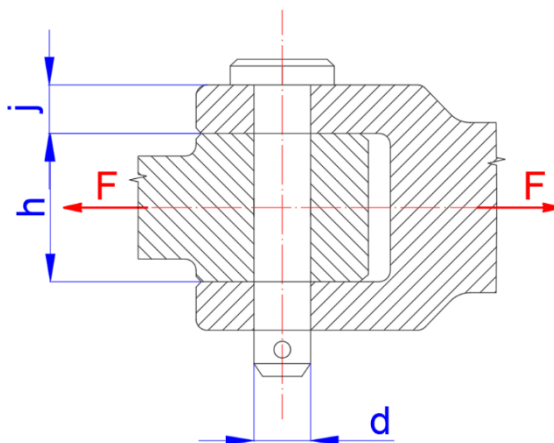
Obr. 68 Maximální výsuv podpěrných noh

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Pevnostní výpočty jsou provedeny pouze pro vybrané čepy a to na namáhání smykem a na otláčení stykových ploch. Pevnostní výpočet samotné konstrukce ramen podkopy by byl nad rámec této bakalářské práce. Všechny čepy mají ve svém středu vyvrtaný otvor pro mazání ložiska. Z tohoto důvodu je kontrola na střih provedena pouze v místě, kde je toto zeslabení průřezu. Materiál zvolený pro výrobu všech čepů na rypadle je St 60-2 (11600). Tento materiál dosahuje pevnosti ve smyku 100 MPa, dále tlak ve stykových plochách 40 MPa za pohybu a 200 MPa za klidu. [23]

6.1 KONTROLA ČEPŮ HYDROMOTORŮ NA RAMENI

Na rameni podkopy (pohon výložníku, násady a lopaty) jsou použity tři přímočaré hydromotory a všechny mají stejné maximální tažné i tlačné síly. Průměry čepu oka pístnice i oka válce jsou stejné. Konstrukce uložení čepů je taktéž totožná. Z tohoto důvodu je uvedena pouze kontrola pro čep oka pístnice. Jelikož velikost průměru čepu vychází z průměru oka hydraulického válce tak není proveden návrh průměru čepu ale pouze jeho kontrola.



Obr. 69 Vzorový náčrtek pro výpočty čepů

Kontrola čepu pístnice na smyk

$$\tau_S \leq \frac{\tau_{DS}}{k} \quad (13)$$

$$\tau_{DS} = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_{SN} = \frac{\frac{F_S}{2} \cdot k}{S_{\check{c}}}$$

$$\tau_{SN} = \frac{\frac{F_S}{2} \cdot 1,5}{\frac{\pi \cdot (D_{\check{c}}^2 - d_{\check{c}}^2)}{4}}$$

$$\tau_{SN} = \frac{\frac{50894}{2} \cdot 1,5}{\frac{\pi \cdot (0,025^2 - 0,002^2)}{4}}$$

$$\tau_{SN} = 78,26 \text{ MPa} \rightarrow \tau_{SN} < \tau_{DS}$$

Kde:

τ_{SN} [MPa] – napětí ve smyku

τ_{DS} [MPa] – dovolené napětí ve smyku

k [-] – koeficient bezpečnosti

S_{ξ} [m²] – střižná plocha čepu

D_{ξ} [m] – průměr čepu

d_{ξ} [m] – průměr mazacího kanálku

Kontrola čepu pístnice na otlačení

Uvažujeme pevné uložení, protože u těchto hydromotorů jsou použity kloubová ložiska.

$$p = \frac{p_D}{k} \quad (14)$$

Pevné uložení:

$$p_{DP} = 200 \text{ MPa}$$

Tlak v místě táhla:

$$p_{1N} = \frac{F_S \cdot k}{D_N \cdot h} \quad (15)$$

$$p_{1N} = \frac{50894 \cdot 1,5}{0,025 \cdot 0,020}$$

$$p_{1N} = 152,68 \text{ MPa} \rightarrow p_{1N} \leq p_{DP}$$

Tlak v místě vidlice:

$$p_{2N} = \frac{F_S \cdot k}{D_N \cdot 2 \cdot j} \quad (16)$$

$$p_{2N} = \frac{50894 \cdot 1,5}{0,025 \cdot 2 \cdot 0,035}$$

$$p_{2N} = 43,62 \text{ MPa} \rightarrow p_{2N} \leq p_{DP}$$

Kde:

p [MPa] – tlak

p_D [MPa] – dovolený tlak

h_N [m] – šířka uložení v oku hydromotoru

j_N [m] – šířka uložení ve vidlici

6.2 KONTROLA ČEPŮ HYDROMOTORŮ OTOČE

Pohon otoče obsahuje dva stejné přímočaré hydromotory, které mají stejné uložení. Z těchto důvodů je výpočet proveden pouze pro čep pístnice jednoho hydromotoru.

Jelikož velikost průměru čepu vychází z průměru oka hydraulického válce tak není proveden návrh průměru čepu ale pouze jeho kontrola. Výpočet je obdobný jako při výpočtu čepu hydromotorů na rameni a vychází z obrázku 69.

Kontrola čepu pístnice na smyk

$$\tau_{DS} = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_{SN} = \frac{\frac{35343}{2} \cdot 1,5}{\frac{\pi \cdot (0,025^2 - 0,002^2)}{4}}$$

$$\tau_{So} = 54,35 \text{ MPa} \rightarrow \tau_S < \tau_{DS}$$

Kontrola čepu pístnice na otlačení

Točné uložení:

$$p_{Do} = 40 \text{ MPa}$$

Pevné uložení:

$$p_{DP} = 200 \text{ MPa}$$

Tlak v místě táhla:

$$p_{1o} = \frac{35343 \cdot 1,2}{0,025 \cdot 0,045}$$

$$p_{1o} = 37,7 \text{ MPa} \rightarrow p_{1o} \leq p_{Do}$$

Tlak v místě vidlice:

$$p_{2o} = \frac{35343 \cdot 1,5}{0,025 \cdot 2 \cdot 0,015}$$

$$p_{2o} = 70,71 \text{ MPa} \rightarrow p_{2o} \leq p_{DP}$$

6.3 KONTROLA ČEPŮ HYDROMOTORŮ PODPĚR

Každou podporu pohání jeden přímočarý hydromotor. Na obou podporách jsou stejné hydromotory s totožným uložením čepů. Z tohoto důvodu je výpočet proveden pouze pro čep pístnice jednoho hydromotoru.

Jelikož velikost průměru čepu vychází z průměru oka hydraulického válce tak není proveden návrh průměru čepu ale pouze jeho kontrola. Výpočet je obdobný jako při výpočtu čepů hydromotoru na rameni a vychází z obrázku 69.

Výpočet maximální tlačné síly hydromotoru:

$$F_P = P_{max} \cdot S_P \tag{17}$$

$$F_P = P_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_P^2}{4}$$

$$F_P = 18000000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = 22613,47 \text{ N}$$

$$F_P = 22613 \text{ N}$$

Kde:

F_P [N] – maximální síla vyvozená přímočarým hydromotorem podpěry

S_P [m²] – vnitřní plocha hydraulického válce

D_P [m] – vnitřní průměr hydraulického válce

Kontrola čepu pístnice na smyk

$$\tau_{DS} = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_{SP} = \frac{\frac{22613}{2} \cdot 1,5}{\frac{\pi \cdot (0,020^2 - 0,002^2)}{4}}$$

$$\tau_{SP} = 54,53 \text{ MPa} \rightarrow \tau_S < \tau_{DS}$$

Kontrola čepu pístnice na otlačení

Točné uložení:

$$p_{DO} = 40 \text{ MPa}$$

Pevné uložení:

$$p_{DP} = 200 \text{ MPa}$$

Tlak v místě táhla:

$$p_{1P} = \frac{22613 \cdot 1,5}{0,025 \cdot 0,040}$$

$$p_{1P} = 33,92 \text{ MPa} \rightarrow p_{1P} \leq p_{DO}$$

Tlak v místě vidlice:

$$p_{2P} = \frac{22613 \cdot 1,5}{0,025 \cdot 2 \cdot 0,030}$$

$$p_{2P} = 22,61 \text{ MPa} \rightarrow p_{2P} \leq p_{DP}$$

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout malé podkopového zařízení s maximální trhací silou minimálně 20 KN. Tento podkop byl navržen pro práce menších rozsahů. V úvodu práce byl proveden krátký rozbor různých typů rypadlových zařízení. Dále už se práce zabývá pouze podkopy pro agregaci do třibodového systému traktoru. Následuje stručný popis podkopového zařízení a popsání různých alternativ řešení, ze kterých dále vycházíme. Následně práce přejde do návrhu vlastní koncepce, kde jsou odůvodněny volby součástí. Tato část začíná s návrhy hlavních částí podkopu a přibližně v polovině přejde do návrhu hydraulického okruhu, kde jsou zvoleny především hydromotory a hydrogenerátor. Dále jsou uvedeny nejpodstatnější funkční výpočty, kde dojde ke zjištění maximálních a minimálních hodnot pro vylamovací sílu, rypnou sílu, sílu při otáčení ramene kolem osy a zdvihací sílu. Ke každému z těchto výpočtů je přiřazena tabulka s hodnotami vypočtené síly v různých polohách stroje a následně je poloha s maximální a minimální silou zakreslena do obrázků. Výpočtem vylamovací (trhací) síly jsme dokázali, že podkop splňuje podmínku ze zadání. Maximální vylamovací síla byla spočtena 21799 N. V části funkčních výpočtů jsou také uvedeny maximální dosahy ramene pro snadné porovnání s konkurenčními stroji. V poslední části je provedena pevnostní kontrola čepů hydromotorů na smyk a otláčení. Průměr čepů nebylo třeba volit, protože jejich průměr je daný průměrem ok hydromotorů. Proto by provedena pouze kontrola.

Protože předpokládáme, že navržený podkop se bude vyrábět pouze kusově, byly všechny součásti řešeny jako svařence. Při malém počtu vyrobených kusů je toto řešení podstatně levnější než při volbě odlitků. Většina součástí je vyrobena z ohýbaných nebo vyřezaných plechů o tloušťce od 4 mm do 12 mm nebo normalizovaných profilů. Použitý materiál je převážně 11523 z důvodu dobrých mechanických vlastností a zaručené svařitelnosti. Pro všechny čepy je použit materiál 11600. Dále je použit materiál hardox pro čepel lopaty a její zuby.

Na základě vytvořeného návrhu a modelu plánuji podkop zrealizovat, což byl hlavní důvod volby této práce.

Součástí práce je výkres sestavy celého podkopu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] STAVES [online]. Olomouc, c2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.staves.cz/prodej-stavebnich-stroju/minirypadlo-kubota-k-008-59>
- [2] Stavební stroje a doprava [online]. Hrobce, c1990-2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.ssad.cz/kracive.php>
- [3] Ptacek demolice a stavby [online]. Praha [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.ptacek-eda.cz/cz/index.php?page=technika>
- [4] Algon [online]. C2013 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://gabiony-protihlukove-steny-ocelove-konstrukce.algon.cz/algon-gabiony-pronajem-stavebni-mechanizace.php>
- [5] Agrotec servis [online]. Brno, c2017 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.agrotecservis.cz/kolove-rypadla-rada-wx>
- [6] Berdych [online]. Rokycany, c2015 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: http://www.berdych.cz/c/stroje/kolova_rypadla/
- [7] Czech M.A.T. [online]. Bystřany u Teplic, c2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.czechmat.cz/rypadla-pasova/>
- [8] KOHÚT A SPOL. [online]. Smilovice, c2017-2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.kohut.cz/bagr-pasovy-wacker-neuson-et90/>
- [9] OK-TRAKTORY [online]. Smilovice [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.ok-traktory.cz/Podkop-za-traktor-posuvny-BHMS-175-d1373.htm?listName=Category&listPosition=7>
- [10] NP PROFI MILEVSKO [online]. Milevsko, c2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://npprofi.cz/zadni-podkop-od-18-k-tifermec-1>
- [11] ALGRAD.CZ [online]. Praha, c2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.algrad.cz/podkop-BHSM175>
- [12] Malý Traktor [online]. Výprachtice, c2018-2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.maly-traktor.cz/obchod/nakladace-a-podkopy/podkop-bhm-175/>
- [13] HOJEK, Josef. *Návrh neseného podkopu za traktor*. Praha, 2017. Diplomová práce. Fakulta strojní ČVUT. Vedoucí práce Ing. Mrázek Jiří. PhD.
- [14] JOHN, V. *Návrh malého podkopu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 50 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.
- [15] Bagry.cz [online]. c2004-2018 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://bagry.cz/cze/clanky/veterani/jcb_major_loader_mk_1_prvni_rypadlonakladac_nejslav_nejsiho_vyrobc_e_na_svete/detail_otoce_podkopu
- [16] SOLIL, Milan. *Elektropneumatické a hydraulické obvody*. Vysoké Mýto, 2014. Integrovaná střední škola technická.

- [17] A-agro [online]. Křenovice [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.a-agro.cz/Podkopa-traktor-BHM95-d189.htm>
- [18] New Holland [online]. Itálie [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.evrops.cz/files/stroje/pdf/3-1.pdf>
- [19] Hvozda stroj [online]. Křelovice, c2018 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.hvozdstroj.cz/pujcovna/hydraulicka-bouraci-kladiva-na-bagr-2c1t-2c-2t-2c-4t-detail>
- [20] ČEJKA, P. Konstrukční provedení čerpadel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [21] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Brno, 2009.
- [22] Kardanka [online]. Dvůr Králové nad Labem, c2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/prevodovka-k-hydraulickemu-cerpadlu-gr-2-1-3-samice-21733.html>
- [23] FERONA [online]. Praha, c2017 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>
- [24] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

HG	-	Hydraulický generátor
HM	-	Hydraulický motor
$PČHM$	-	Přímočerný hydraulický motor
a	[m]	vzdálenost mezi čepem hydromotoru a uložení násady
b	[m]	vzdálenost otočného kloubu ke hrotům zubu
c	[mm]	kolmá vzdálenost mezi osou hydromotoru a uložení páky v násadě
d	[mm]	vzdálenost kolmá na osu dvou čepů přepákování od čepu páky v násadě
$D_{\check{c}}$	[m]	průměr čepu
$d_{\check{c}}$	[m]	průměr mazacího kanálku
D_L	[m]	vnitřní průměr hydraulického válce
D_{o1}	[m]	vnitřní průměr hydraulického válce
D_{o2}	[m]	vnitřní průměr hydraulického válce
d_{o2}	[m]	průměr pístní tyče
D_P	[m]	vnitřní průměr hydraulického válce
D_S	[m]	vnitřní průměr hydraulického válce
D_v	[m]	vnitřní průměr hydraulického válce
d_v	[m]	průměr pístní tyče
e	[mm]	vzdálenost kolmá na osu dvou čepů přepákování od uložení lopaty v násadě
f	[mm]	délka ramene od působení síly F_{o1} po čep otoče
F_{HV}	[N]	síla od přímočarého hydromotoru
F_L	[N]	maximální síla vyvozená přímočarým hydromotorem
F_{mB}	[N]	síla od břemena na rameno
F_{o1}	[N]	maximální síla momentálně tlačného válce otoče
F_{o2}	[N]	maximální síla momentálně tažného válce otoče
F_P	[N]	maximální síla vyvozená přímočarým hydromotorem podpěry
F_S	[N]	maximální síla vyvozená přímočarým hydromotorem
F_z	[N]	maximální boční síla na zubech při otáčení kolem osy
g	[mm]	délka ramene od působení síly F_{o2} po čep otoče

g	[m · s ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[m]	šířka vnitřku pracovní nádoby
h_N	[m]	šířka uložení v oku hydromotoru
j_N	[m]	šířka uložení ve vidlici
k	[-]	koeficient bezpečnosti
L	[N]	vylamovací síla kolmá na spojnici čepu a zubu lopaty
L_1	[mm]	délka ramena od těžiště výložníku po bod A
L_2	[mm]	délka ramena od těžiště násady po bod A
L_3	[mm]	délka ramena od těžiště lopaty po bod A
L_4	[mm]	délka ramena kolmého na osu přímočarého hydromotoru po bod A
L_{min}	[N]	Minimální požadovaná vylamovací síla
M_{BA}	[Nm]	moment od hmotnosti břemene k bodu A
M_{HAV}	[Nm]	moment od přímočarého hydromotoru k bodu A
m_L	[kg]	hmotnost lopaty
M_{LA}	[Nm]	moment od hmotnosti plně naložené lopaty
m_N	[kg]	hmotnost násady
M_{NA}	[Nm]	moment od hmotnosti násady k bodu A
M_{o1}	[Nm]	moment způsobený silou F_{o1} a ramenem f
M_{o2}	[Nm]	moment způsobený silou F_{o2} a ramenem g
m_P	[kg]	hmotnost písku v lopatě
m_V	[kg]	hmotnost výložníku
M_{VA}	[Nm]	moment od hmotnosti výložníku k bodu A
M_z	[Nm]	moment způsobený silou F_z a ramenem L
p	[MPa]	tlak
p_D	[MPa]	dovolený tlak
P_{max}	[Pa]	maximální tlak v hydraulickém okruhu
r	[mm]	vzdálenost mezi čepem a špičkou zubu v lopatě
R_K	[N]	rypná síla
$S_{\tilde{e}}$	[m ²]	střižná plocha čepu
S_L	[m ²]	vnitřní plocha hydraulického válce
S_{BL}	[m ²]	plocha boční stěny pracovní nádoby
S_{o1}	[m ²]	vnitřní plocha hydraulického válce
S_{o2}	[m ²]	plocha v hydraulickém válci

S_P	$[m^2]$	vnitřní plocha hydraulického válce
S_S	$[m^2]$	vnitřní plocha hydraulického válce
S_V	$[m^2]$	plocha v hydraulickém válci
V_N	$[m^3]$	objem navršení
V_r	$[m^3]$	celkový objem pracovní nádoby
V_s	$[m^3]$	objem vnitřního prostoru pracovní nádoby
τ_{DS}	$[MPa]$	dovolené napětí ve smyku
τ_{SN}	$[MPa]$	napětí ve smyku

SEZNAM PŘÍLOH

POHLEDY NA KOMPLETNÍ MODEL

Výkres sestavy



